

Titre: Modélisation de pompes à chaleur à multiple compresseurs
Title:

Auteur: Houaida Saidi
Author:

Date: 2019

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Saidi, H. (2019). Modélisation de pompes à chaleur à multiple compresseurs
Citation: [Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal]. PolyPublie.
<https://publications.polymtl.ca/3880/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/3880/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Michel Bernier, & Michaël Kummert
Advisors:

Programme: Génie énergétique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

MODÉLISATION DE POMPES À CHALEUR À MULTIPLE COMPRESSEURS

HOUAIDA SAIDI

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE ÉNERGÉTIQUE)

MAI 2019

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

MODÉLISATION DE POMPES À CHALEUR À MULTIPLE COMPRESSEURS

présenté par : SAIDI Houaida

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. CIMMINO Massimo, Ph. D., président

M. BERNIER Michel, Ph. D., membre et directeur de recherche

M. KUMMERT Michaël, Ph. D., membre et codirecteur de recherche

M. VO Huu Duc, Ph. D., membre

DÉDICACE

À ma mère Lilia

À ma sœur Hend

À la mémoire de mon défunt père

REMERCIEMENTS

Mes remerciements premiers et les plus sincères vont à mes directeurs de recherche, le *Professeur Michel Bernier* & le *Professeur Michaël Kummert*, pour la chance qu'ils m'ont offert de réaliser ma maîtrise sous leur supervision, pour leur implication et leur disponibilité. Ils ont su me transmettre la rigueur, essentielle à la réalisation de ce travail et à la rédaction de ce mémoire mais également l'importance du travail de recherche qui permet de faire avancer les connaissances. Tout ce qu'ils m'ont inculqué me servira sans aucun doute dans la vie professionnelle.

Je remercie chaleureusement tous mes collègues, notamment *Adam Neale*, *Amin Ahmadvard*, *Camille Beurcq*, *Louis Leroy*, *Walid Lallam*, *Yves Brussieux*, *Samuel Letellier-Duchesne*, *Geoffrey Viviescas*, *Aziz Mbaye* et *Benoit Delcroix* pour leur soutien et tous les bons moments passés ensemble.

Je tiens à remercier ma mère et ma sœur qui m'ont toujours soutenu et appuyé dans mon cheminement.

Je remercie également mes anciens collègues de *Bouthillette Parizeau* et mes amis qui m'ont encouragé, tout particulièrement *Clarisse Jeannin*, *Miléna Aragon*, *Coline Peton*, et *Antoine Dubois-Laprise*.

Pour terminer, j'aimerais remercier les éminents membres du jury de ce mémoire pour leur contribution.

RÉSUMÉ

Ce mémoire vise à évaluer la performance d'une Pompe À Chaleur (PAC) géothermique à multiple compresseurs. Contrairement aux PAC actuelles qui utilisent en général un seul compresseur, la configuration proposée est équipée d'un grand nombre de compresseurs (de l'ordre de 10) qui sont installés en parallèle et peuvent être activés alternativement afin d'adapter la PAC aux conditions de fonctionnement. La sélection du meilleur compresseur à tout moment permet d'optimiser le Coefficient de Performance (COP) de la PAC, en réduisant la consommation électrique et en diminuant le recours à un chauffage auxiliaire.

La PAC proposée est modélisée dans le logiciel EES et des simulations d'une saison de chauffage complète sont réalisées pour deux maisons avec des besoins en chauffage différents en utilisant un pas de temps d'une heure. Les simulations utilisent les données météorologiques de Montréal, qui représentent un climat froid.

Le modèle proposé repose sur des équations empiriques (méthode dite « des 10 coefficients ») afin de prévoir le comportement des compresseurs. Ces équations sont combinées avec des modèles détaillés des échangeurs à plaques (évaporateur et condenseur) basés sur des bilans d'énergie, les propriétés thermodynamiques du fluide réfrigérant, et des corrélations pour calculer les coefficients de transfert de chaleur. Le cycle complet est modélisé dans le logiciel EES qui résout les équations non-linéaires de manière itérative. Le bâtiment est modélisé simplement par un coefficient de déperditions thermiques équivalent et le puits géothermique est modélisée en supposant un transfert de chaleur radial dans le sol et en tenant compte de l'historique thermique dans le sol.

Les simulations permettent de comparer la performance globale d'une PAC équipée de multiples compresseurs à celle d'une PAC qui utiliserait un seul compresseur – pour ces comparaisons, le compresseur le mieux adapté aux besoins de chaque maison est sélectionné pour la PAC de référence. Les résultats montrent que la PAC multi-compresseurs permet une amélioration du coefficient de performance saisonnier de 10 % pour le premier bâtiment et 13 % pour le second bâtiment. Cette amélioration résulte d'un meilleur COP de la PAC pour les différentes conditions d'opération, et principalement d'une diminution du chauffage auxiliaire, qui pourrait être complètement éliminé pour certaines configurations, selon les besoins thermiques en chauffage. Ainsi, des économies d'énergie de 957 kWh ont été réalisées pour le premier bâtiment et 1601 kWh pour le deuxième bâtiment. L'analyse des résultats a également permis d'investiguer deux

méthodologies de sélection qui permettraient à la PAC multi-compresseurs de sélectionner le compresseur adéquat en temps réel dans l'éventualité où celle-ci serait construite.

Une analyse exergetique de la PAC a permis de constater que les pertes exergetiques les plus importantes avaient lieu dans le compresseur.

ABSTRACT

This master's thesis aims to evaluate the performance of a multi-compressor geothermal Heat Pump (HP). Contrary to current models, which generally use a single compressor, the proposed configuration is equipped with a large number of compressors (in the order of 10) which are installed in parallel and may be activated alternatively in order to adapt the HP to the required operating conditions. The selection of the best compressor at any time allows the HP to optimise its Coefficient of Performance (COP), while reducing its electrical consumption as well as the need of auxiliary heating.

The proposed HP is modeled using the EES software program. Simulations of a heating season are completed for two houses with different heating needs with one hour time step. Simulations are based on Montreal's weather data, which represent a cold climate.

The proposed model uses empirical equations (known as the "10 coefficients method") in order to predict the compressors performance. Those equations are combined with detailed models of plate heat exchangers (evaporator and condenser) based on energy balances, thermodynamic refrigerant properties, and correlations enabling the assessment of the coefficients of heat transfer. The complete cycle is simulated in EES, which iteratively solves non-linear equations. The building is modeled simply by a thermal heat-loss coefficient and a simplified model of the geothermal heat exchanger is used.

The simulations allow to compare the global performance of the multi-compressor HP with a conventional HP equipped with a single compressor. For these comparisons, the optimal compressor for the single compressor HP is selected. Results show that the multi-compressor HP allows an increase in the seasonal coefficient of performance of 10% for the first building and 13% for the second building. This enhancement results from a higher COP for the HP in various operating conditions. Moreover, it allows to reduce the use of an auxiliary heating system which could be completely eliminated in specific conditions. The calculated energy savings are 957 kWh for the first building and 1601 kWh for the second building. Furthermore, the analysis of the results allowed to investigate two methodologies of compressor selection allowing the multi-compressor

HP to select its most efficient compressor in real time, which would be required for a real multi-compressor machine.

The exergetic analysis of the heat pump has shown that the largest exergy losses take place in the compressor.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	III
REMERCIEMENTS	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT	VII
TABLE DES MATIÈRES	IX
LISTE DES TABLEAUX.....	XIII
LISTE DES FIGURES	XIV
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XVII
LISTE DES ANNEXES	XXI
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE	4
2.1 Introduction	4
2.2 Performance de la pompe à chaleur géothermique dans un climat froid	4
2.3 Configurations des pompes à chaleur des climats froids	6
2.4 Modélisation des pompes à chaleur	10
2.5 Sélection d'un compresseur pour une pompe à chaleur	13
2.6 Conclusion.....	14
CHAPITRE 3 GÉNÉRALITÉS	15
3.1 Introduction	15
3.2 Pompe à chaleur	15
3.3 Cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur	17

3.4	Les coefficients de performance d'une pompe à chaleur	19
3.4.1	COP en régime permanent	19
3.4.2	COP en régime dynamique	19
3.4.3	Prise en compte du chauffage auxiliaire dans le COP	21
3.4.4	COP saisonnier, SCOP	21
3.5	Rendements d'un compresseur.....	22
3.5.1	Rendement isentropique	22
3.5.2	Rendement volumétrique	23
3.6	Conclusion.....	24
CHAPITRE 4	MODÈLE PROPOSÉ.....	25
4.1	Introduction	25
4.2	Modélisation du bâtiment.....	27
4.3	Modélisation de l'échangeur géothermique	27
4.4	Modélisation des éléments de la PAC.....	28
4.4.1	Choix des fluides.....	28
4.4.2	Évaporateur et condenseur	29
4.4.3	Transfert de chaleur global à l'évaporateur et au condenseur.....	43
4.4.4	Modélisation des compresseurs.....	46
4.4.5	Modélisation de la vanne d'expansion	52
4.5	Vérification du modèle proposé	52
4.5.1	Estimation des coefficients thermiques globaux à l'évaporateur	52
4.5.2	Estimation des coefficients de transfert thermique globaux au condenseur	56
4.5.3	Vérification de la mise en œuvre de la méthode des 10 coefficients	59
4.5.4	Vérification de la modélisation du cycle thermodynamique.....	62

4.6	Analyse exergétique	64
4.6.1	Principe de l'analyse exergétique.....	64
4.6.2	Les équations de base de l'analyse exergétique	65
4.7	Structure du programme de simulation	66
4.8	Conclusion.....	67
CHAPITRE 5 RÉSULTATS ET DISCUSSION.....		68
5.1	Introduction	68
5.2	Données des simulations	68
5.2.1	Données météorologiques	68
5.2.2	Bâtiments.....	69
5.2.3	Puits géothermique.....	70
5.2.4	Évaporateurs et condenseurs	70
5.2.5	Compresseurs	71
5.3	COP de la PAC multi-compresseur.....	72
5.4	Résultats	76
5.4.1	Bâtiment avec $UA=0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$	76
5.4.2	Bâtiment avec $UA=0,4 \text{ kW}/^\circ\text{C}$	81
5.5	Économie d'énergie.....	83
5.6	Méthodologies de sélection.....	85
5.6.1	Rapport de pression.....	85
5.6.2	Température extérieure	88
5.7	Analyse exergétique	89
5.8	Conclusion.....	90
CHAPITRE 6 CONCLUSION		91

BIBLIOGRAPHIE	94
---------------------	----

ANNEXES	100
---------------	-----

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4-1: Exemple d'un calcul de débit et de puissance selon les coefficients standards et non-standards.....	51
Tableau 4-2: Conditions de calcul des capacités des évaporateurs BOWA Solution	53
Tableau 4-3:Caractéristiques d'un échangeur à plaques utilisé pour la vérification du modèle....	53
Tableau 4-4 : Comparaison entre la capacité calculée et la capacité annoncée de l'évaporateur ..	56
Tableau 4-5: Conditions de calcul des capacités des condenseurs BOWA Solution.....	56
Tableau 4-6: Comparaison entre la capacité calculée et la capacité annoncée du condenseur	59
Tableau 4-7: Comparaison entre le débit massique calculé et le débit massique annoncé par le manufacturier	60
Tableau 4-8: Comparaison entre la puissance nette calculée et la puissance annoncée par le manufacturier	61
Tableau 4-9 : Données et résultats de l'application Coolselector2	62
Tableau 4-10 : Comparaison d'un cas de cycle thermodynamique entre le modèle proposé et l'application Coolselector2	63
Tableau 4-11 : Vérification des enthalpies et des entropies calculées par le modèle proposé.....	63
Tableau 5-1: Paramètres de l'échangeur géothermique	70
Tableau 5-2: Liste des compresseurs de la PAC à multiple compresseurs	72
Tableau 5-3: Comparaison des SCOP pour différentes configurations de PAC pour le bâtiment avec $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$	81
Tableau 5-4: Comparaison des SCOP pour différentes configurations de PAC pour le bâtiment avec $UA = 0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$	83
Tableau 5-5: Consommation électrique des différentes pompes à chaleur	83
Tableau 5-6: Données de calcul des pertes exergetiques dans la pompe à chaleur	89

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1: Configurations de deux PAC avec compresseur à vapeur injectée et réservoir d'expansion (en haut), et échangeur intermédiaire (en bas).....	8
Figure 2.2: Configuration de deux PAC avec des compresseurs en série (en haut) et des compresseurs en parallèle (en bas).....	9
Figure 3.1: Machine thermodynamique transférant de la chaleur d'un niveau à basse température vers une haute température.....	15
Figure 3.2: Composants d'une pompe à chaleur	16
Figure 3.3: Diagramme pression-enthalpie (P-h) d'une pompe à chaleur	18
Figure 3.4: Rendement isentropique de deux compresseurs en fonction du rapport de pression ..	23
Figure 3.5: Rendement volumétrique d'un compresseur en fonction du rapport de pression	24
Figure 4.1: Schéma de la pompe à chaleur conceptualisée chauffant un bâtiment	26
Figure 4.2: Schéma d'une plaque d'un échangeur à plaques	30
Figure 4.3: Schéma d'une coupe transversale de deux plaques adjacentes	30
Figure 4.4: Vue tridimensionnelle d'un échangeur à plaques	31
Figure 4.5: Corrélations utilisées pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur de chaque fluide dans chaque portion des échangeurs	34
Figure 4.6: Évolution du coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant R-507a en fonction du flux de chaleur	36
Figure 4.7: Évolution du coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant R-134a en fonction du flux de chaleur	37
Figure 4.8: Évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds selon la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995) et la corrélation de Kim & Park (2017)	39
Figure 4.9: Évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds selon les corrélations de la corrélation de Chisholm & Wanniarachchi (1990), Wanniarachchi et al. (1995) et Kim (1999).....	40

Figure 4.10: Évolution du coefficient de transfert de chaleur en condensation en fonction du titre moyen selon la corrélation de Kuo et al. (2005) et Yan et al. (1998)	41
Figure 4.11: Variation du coefficient de transfert de chaleur pour différents flux de chaleur en fonction du titre moyen	42
Figure 4.12: Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre moyen du réfrigérant	43
Figure 4.13: Principe de fonctionnement d'un compresseur scroll.....	47
Figure 4.14: Évaporation et condensation d'un mélange azéotrope, le réfrigérant R-134a.....	50
Figure 4.15: Évaporation et condensation d'un mélange zéotrope, le réfrigérant R-448a.....	50
Figure 4.16: Modèle de vérification de la modélisation de l'évaporateur	55
Figure 4.17 : Modèle de vérification de la modélisation du condenseur	58
Figure 5.1: Variation des besoins en chauffage pour les deux bâtiments simulés durant la saison de chauffage	69
Figure 5.2: Variation saisonnière de la température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur pour les deux bâtiments.....	71
Figure 5.3: COP de la PAC modélisée avec 3 compresseurs en fonction de la température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur	73
Figure 5.4: Capacité de la PAC modélisée avec 3 compresseurs en fonction de la température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur	73
Figure 5.5: COP_{dyn} de la PAC avec 3 compresseurs en fonction des besoins en chauffage pour une température d'entrée d'eau glycolée à l'évaporateur de 7 °C	74
Figure 5.6: COP_{aux} de la PAC avec 3 compresseurs en fonction des besoins en chauffage pour une température d'entrée d'eau glycolée à l'évaporateur de 7 °C.	75
Figure 5.7: COP_{aux} de la PAC avec 3 compresseurs en fonction des besoins en chauffage pour une température d'entrée d'eau glycolée à l'évaporateur variable entre 0 et 10 °C	76
Figure 5.8: Évolution du COP_{aux} des PAC conventionnelle et multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$ en fonction de la température extérieure	77

Figure 5.9: Évolution du COP_{aux} des compresseurs de la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$	79
Figure 5.10: Évolution du PLR en fonction de la température extérieure pour tous les compresseurs	79
Figure 5.11: Évolution du PLF en fonction de la température extérieure pour tous les compresseurs	80
Figure 5.12: Évolution du rendement isentropique en fonction de la température extérieure pour tous les compresseurs	80
Figure 5.13: Évolution du COP_{aux} des PAC conventionnelle et multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA = 0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$ en fonction de la température extérieure	82
Figure 5.14: Évolution du COP_{aux} des compresseurs de la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec le $UA = 0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$	82
Figure 5.15: Puissance utilisée en fonction de la température extérieure	84
Figure 5.16: Choix du compresseur en fonction du rapport de pression dans la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$	86
Figure 5.17: Choix du compresseur en fonction du rapport de pression dans la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA = 0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$	87
Figure 5.18: Compresseur #2 et compresseur #3 opérant avec un même rapport de pression	87
Figure 5.19: Choix du meilleur compresseur en fonction de la température extérieure pour le deuxième bâtiment (gauche) et le premier bâtiment (droite)	88
Figure 5.20: Pourcentage de perte exergétique dans chaque composant de la PAC	90

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

ASHP	Air source heat pump
EES	Engineering Equation Solver
GSHP	Ground source heat pump
HP	Heat Pump
PAC	Pompe à Chaleur
A	Superficie [m^2]
$A_{effective}$	Superficie de la plaque effective [m^2]
$A_{projetée}$	Superficie de la plaque projetée [m^2]
COP	Coefficient de performance
C_p	Chaleur spécifique du fluide secondaire [$\text{J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$]
D_{eq}	Diamètre hydraulique de l'échangeur à plaques [m]
ΔT_{Ln}	Différence de température logarithmique [$^\circ\text{C}$]
e	Espacement entre les plaques de l'échangeur [m]
ep	Épaisseur de la plaque de l'échangeur [m]
EIR	Energy Input Ratio
G	Débit massique par unité de surface [$\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$]
h_{ref}	Coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant [$\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$]
j_{Nu}	Nombre adimensionnel de Wanniarachchi
k	Conductivité thermique [$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$]
L	Longueur de la plaque [m]
L_p	Longueur projetée de la plaque [m]
\dot{m}	Débit [kg s^{-1}]

M	Masse moléculaire [kg kmol ⁻¹]
N	Fréquence [Hz]
$Nbr_{passages}$	Nombre de passages du fluide
NP	Nombre des plaques
PLF	Part Load Factor
PLR	Part Load Ratio
P_r	Pression réduite
\dot{q}	Flux de chaleur par unité de surface [kW m ⁻²]
q_i	Taux de transfert de chaleur par unité de longueur [kW m ⁻¹]
$Q_{besoins}$	Besoins en chauffage [kW]
$Q_{condenseur}$	Capacité du condenseur [kW]
R_{enc}	Résistance d'encrassement [m ² °C kW ⁻¹]
r_b	Rayon du puits géothermique [m]
R_b	Résistance thermique du puits géothermique [m K W ⁻¹]
R_p	Rugosité [μm]
Rp	Rapport de pression
$SCOP$	Coefficient de performance saisonnier
T_b	Température de la paroi du puits [°C]
T_D	Température du point de rosée de refoulement [°C]
T_{ext}	Température extérieure [°C]
T_g	Température du sol non-perturbé [°C]
T_H	Température du puits de chaleur [K]
T_L	Température de la source froide [K]
T_{ref}	Température du réfrigérant [°C]

T_s	Température du point de rosée à l'aspiration [$^{\circ}\text{C}$]
T_0	Température du milieu de référence [K]
U	Coefficient de transfert de chaleur global [$\text{kW m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$]
UA	Coefficient de déperdition thermique global [$\text{kW } ^{\circ}\text{C}^{-1}$]
V_{bal}	Volume balayé du compresseur [$\text{m}^3 \text{ rotation}^{-1}$]
$W_{auxiliaire}$	Consommation électrique du chauffage auxiliaire [kW]
$W_{\text{électrique}}$	Consommation électrique du système [kW]
W_{net}	Puissance nette du compresseur [kW]
W	Largeur de la plaque [m]
W_p	Largeur projetée de la plaque [m]
\dot{X}	Exergie

Indices

<i>aux</i>	Auxiliaire
<i>cond</i>	Condenseur
<i>dyn</i>	Dynamique
<i>évap</i>	Évaporateur
<i>in</i>	Entrée
<i>out</i>	Sortie
<i>per</i>	Permanent
<i>ref</i>	Réfrigérant
<i>rev</i>	Réversible

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique du sol ($\text{m}^2 \text{ jour}^{-1}$)
β	Angle chevron [$^{\circ}$]

η	Rendement (isentropique, volumétrique, exergétique)
λ	Conductivité thermique [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
μ	Viscosité du fluide [$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$]
ρ	Masse volumique [kg m^{-3}]
τ	Facteur de réponse thermique
φ	Facteur d'agrandissement

LISTE DES ANNEXES

Annexe A – Coefficients des compresseurs	100
Annexe B – Caractéristiques des évaporateurs et condenseurs vérifiés.....	102
Annexe C – Organigramme du modèle proposé	103

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

Selon le Ministère des Ressources naturelles Canada, (2016), les pompes à chaleur représentent la technologie la plus prometteuse pour assurer le chauffage et le refroidissement des bâtiments. Elles devraient jouer un rôle important dans l'atteinte des objectifs que le pays s'est fixé dans le cadre du protocole de Kyoto. En effet, environ 20 % de l'énergie secondaire consommée dans le pays est utilisée pour le chauffage des espaces et de l'eau des bâtiments, ce secteur représentant une cible privilégiée pour une gestion plus efficace de l'énergie.

La pompe à chaleur (PAC), également appelée thermopompe, fonctionne en puisant l'énergie thermique du milieu froid pour la transférer au milieu à chauffer. La source froide utilisée peut être le sol, l'eau ou l'air ambiant, et la PAC peut servir à chauffer l'air intérieur (directement ou indirectement par des systèmes à eau) ou encore l'eau chaude domestique.

Une thermopompe utilise de l'électricité mais obtient une grande partie de la chaleur transmise au bâtiment sous forme d'énergie renouvelable (puisée dans le sol, l'eau ou l'air), ce qui se traduit par un Coefficient de Performance (COP) supérieur à 1. Elle permet donc de faire des économies par rapport à la consommation énergétique et aux coûts reliés au chauffage à l'électricité ou au gaz. Selon le ministère des Ressources naturelles Canada, (2016), la réduction de la consommation énergétique annuelle grâce aux pompes à chaleur pourrait s'élever à 120 PJ en 2020 si leur taux de pénétration, c'est-à-dire l'utilisation des PAC pour le chauffage, s'élevait à 10 %.

La performance d'une pompe à chaleur dépend de la différence de température entre les deux milieux extérieur et intérieur. Quand cette différence est grande, le dispositif tend à consommer plus d'énergie électrique pour atteindre la température de chauffage souhaitée, et le COP se rapproche de 1 (qui est sa valeur minimale). Sa performance dépend également de son compresseur. S'il est choisi adéquatement, ceci se traduira par une faible consommation d'électricité et un besoin en chauffage comblé. Malheureusement, le compresseur ne sera optimal que pour un ensemble de conditions données, et son rendement sera moins élevé dans des conditions qui s'écarteront de ce point de design. Le COP variera ainsi sur une année et sera souvent en deçà de l'optimum. Lorsqu'il s'agit de chauffer un bâtiment dans un climat très froid, le recours à un dispositif auxiliaire pour combler les besoins en chauffage est souvent nécessaire. Dans la plupart des cas, ce dispositif auxiliaire repose sur le chauffage électrique par effet Joule qui a un COP de 1. Avec un seul compresseur, la capacité et la performance d'une pompe à chaleur sont donc limitées.

Pour répondre à cette problématique, certains manufacturiers ont eu l'idée de fabriquer des pompes à chaleur avec des compresseurs bi-étagés ou des compresseurs à vitesse variable. La présente étude propose une autre solution, le fonctionnement d'une pompe à chaleur avec plusieurs compresseurs. Celle-ci est dotée d'une méthodologie de sélection, qui permet de commander l'opération du compresseur ayant la meilleure performance. Il en résulte une amélioration du COP saisonnier (SCOP).

L'objectif premier de ce mémoire est la modélisation d'une pompe à chaleur innovante, à multiple compresseurs. Pour ce faire, tous ses composants ont été modélisés par des corrélations et des équations qui permettent de prédire leur fonctionnement. Grâce au logiciel EES (Engineering Equation Solver) offrant plusieurs fonctions thermodynamiques utiles, il a été possible de créer un modèle détaillé de la PAC imaginée. Des fonctions de vérification permettent de s'assurer de la justesse des résultats du modèle dont la résolution est itérative.

Le second objectif est la simulation du fonctionnement de la PAC à multiple compresseurs qui répond aux besoins en chauffage d'un bâtiment durant une année. Deux variantes de ce bâtiment qui diffèrent par la valeur du coefficient de déperdition thermique à travers les murs sont simulés. La pompe à chaleur est couplée à un puits géothermique et quand celle-ci n'arrive pas à satisfaire les besoins, un système de chauffage auxiliaire démarre. Le modèle est également simulé dans un cas de référence qui utilise le compresseur qui permettrait d'avoir la meilleure performance de la PAC dans l'hypothèse où elle fonctionnerait avec un seul compresseur.

La comparaison des performances énergétique et exergetique entre la pompe à chaleur multi-compresseur et la pompe à chaleur conventionnelle permet de montrer les avantages de cette nouvelle configuration de thermopompe et représente le troisième objectif de cette étude.

Ce mémoire comporte 5 chapitres en plus de la présente introduction. Le deuxième chapitre présente une revue de littérature sur la méthode de sélection des compresseurs pour les pompes à chaleur et présente les différentes configurations des thermopompes fonctionnant dans les climats froids. Le troisième chapitre apporte des définitions nécessaires à la compréhension de certaines notions dans le mémoire tels que le fonctionnement d'un cycle thermodynamique et les différents coefficients de performance d'une pompe à chaleur. Le quatrième chapitre présente toute la démarche suivie pour bâtir le modèle proposé. Le processus de modélisation de chaque élément de

la PAC est expliqué et la démarche de vérification de la modélisation est décrite. Le cinquième chapitre présente les résultats des simulations et de la comparaison entre la performance d'une PAC conventionnelle et celle d'une PAC multi-compresseurs. Le dernier chapitre est une conclusion pour le mémoire, il comporte une critique de la présente étude et apporte des suggestions pour des travaux futurs.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 Introduction

Dans ce chapitre une revue de littérature portant sur les PAC géothermiques opérant dans des climats froids ainsi que les configurations des compresseurs des machines frigorifiques opérant à basse température, est présentée. Quelques travaux de modélisation de thermopompes sont également décrits.

2.2 Performance de la pompe à chaleur géothermique dans un climat froid

La présente étude propose la modélisation d'une pompe à chaleur géothermique eau-eau, communément appelée GSHP (*Ground Source Heat Pump*), avec plusieurs compresseurs. L'avantage majeur de cette nouvelle configuration par rapport à une GSHP opérant avec un seul compresseur est qu'elle offre la possibilité d'adapter le compresseur en opération selon les conditions de fonctionnement de la machine (besoins en chauffage, température extérieure, température de retour du puits géothermique), notamment pour permettre un fonctionnement optimisé tant en mi-saison que dans des conditions très froides. Cette revue de littérature s'intéresse donc d'abord aux travaux qui ont étudié la performance des pompes à chaleur opérant avec un seul compresseur à vitesse constante dans les climats froids, et les travaux qui ont eu pour but l'amélioration de leur fonctionnement.

Un des défis principaux pour l'opération des GSHP en climat froid est la chute progressive de la température du sol autour du ou des puits géothermique(s) qui résulte du déséquilibre entre une grande énergie extraite du sol pour le chauffage durant la saison hivernale et l'énergie rejetée au sol pour la climatisation durant la saison estivale. Ceci amène les concepteurs à devoir surdimensionner l'échangeur géothermique, ou à accepter une dégradation de la performance à long-terme du système, pouvant mener à l'impossibilité d'opérer le système dans des cas extrêmes.

Garber-Slaght et al. (2014) présentent des données expérimentales de quatre mois d'une pompe à chaleur géothermique eau-eau couplée à 3 puits géothermiques d'une profondeur de 30,5 m chacun, installés en Alaska, aux États-Unis. Le COP (ce coefficient de performance est défini à la section 3.4) du système pour les deux premiers mois de simulation vaut 3,3 et les auteurs ont observé que

la température du sol mesurée sous l'échangeur avait commencé à baisser après cette période. L'étude de Garber-Slaght et al. (2014) se focalise sur ce constat et indique que la performance de la GSHP pourrait être altérée par la diminution de la température du sol sans proposer des solutions qui pourraient améliorer le COP de la PAC géothermique.

Dès 2003, des auteurs avaient envisagé des systèmes hybrides dans lesquels des capteurs solaires seraient utilisés pour recharger le sol, corrigeant le déséquilibre annuel entre chaleur puisée et chaleur rejetée (Chiasson et Yavuzturk, 2003). Des auteurs ont ensuite proposé des méthodologies et outils de conception pour des systèmes hybrides, permettant parfois de recharger le sol à l'aide de capteurs solaires, et plus fréquemment de remplacer la pompe à chaleur par exemple par une chaudière classique dans les périodes de pointe (Hackel et al., 2008) et (Chiasson et Yavuzturk, 2009). Ces méthodes reposent sur des modèles de simulation dans TRNSYS (Klein et al., 2018) et des algorithmes d'optimisation.

Une étude réalisée par Rad, Fung et Leon (2013) a permis d'évaluer la faisabilité d'un système de PAC géothermique couplée à un système solaire opérant à Milton, près de Toronto, au Canada. L'idée est d'utiliser un capteur solaire qui permet de transmettre l'énergie thermique solaire au puits géothermique pour ainsi élever la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur. Il en résulte une augmentation de la capacité de la PAC et une diminution de la consommation énergétique annuelle durant la saison de chauffage. La PAC eau-air, les capteurs solaires et le puits géothermique ont été installés afin de chauffer le bâtiment. L'échangeur géothermique est constitué de 4 boucles verticales fermées qui mesurent 55 m de profondeur chacune. Le fonctionnement du système a été également modélisé dans le logiciel de simulation TRNSYS et les résultats comparés avec les données collectées sur le site. La comparaison entre une GSHP classique et la GSHP couplée au système thermique solaire a également été étudiée. Il a été montré que grâce à 3 capteurs solaires dont la surface totale vaut $6,81 \text{ m}^2$, la longueur du puits géothermique a été réduite de 15 %. La température moyenne d'entrée du fluide secondaire (le fluide avec lequel le réfrigérant échange de l'énergie thermique) à la thermopompe est passée de $8,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ à $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ et le *SCOP* (coefficient de performance saisonnier qui caractérise la performance de la PAC durant la saison de chauffage, ce coefficient est défini à la section 3.4.4) a été augmenté de 2,8 % passant de 2,78 à 2,84. À la suite de cette étude, Rad, et al. (2013) ont pu conclure que la configuration de thermopompe testée peut constituer une solution faisable pour le chauffage des maisons dans des climats froids où le besoin en chauffage est dominant par rapport au besoin en climatisation.

Healy et Ugursal (1997) ont également tenté de proposer une optimisation de quelques paramètres de la GSHP afin de diminuer sa consommation énergétique. Ils ont étudié la performance d'une pompe à chaleur couplée à un échangeur géothermique disposé horizontalement dans le sol, à l'aide d'un modèle de simulation informatique G-HEADS. Ce logiciel permet de faire des calculs en tenant compte des données climatiques, de la composition du sol et des paramètres de modélisation de la PAC. Healy et Ugursal (1997) ont fait varier quelques paramètres liés à la configuration des échangeurs géothermiques tels que l'espacement entre les puits et le diamètre des puits et leur profondeur mais ne s'étaient pas intéressés à la diminution de la consommation électrique du compresseur.

Les travaux présentés ci-dessus montrent un souci d'améliorer la conception des échangeurs géothermiques ou des systèmes (en les combinant avec des capteurs solaires ou un chauffage auxiliaire), mais ils ne concernent pas l'optimisation de la PAC elle-même pour les climats froids.

2.3 Configurations des pompes à chaleur des climats froids

Le COP d'une pompe à chaleur à air, communément appelée ASHP (*Air source heat pump*), est affecté par la baisse de la température extérieure. Dans les climats froids, une pompe à chaleur à air opérant avec un seul compresseur, a une capacité limitée et l'utilisation d'un chauffage d'appoint pour combler les besoins n'est pas exclu. Les pompes à chaleur géothermiques quant à elles, se servent d'une source de chaleur dont la température fluctue relativement peu et leur *COP* ne baisse pas drastiquement avec la baisse de température extérieure. Ceci explique la raison pour laquelle plus d'intérêt s'est porté à l'amélioration de la performance des ASHP opérant dans des climats froids qu'aux GSHP.

La pompe à chaleur à air des climats froids a beaucoup évolué durant les dernières années. Afin d'obtenir un meilleur *SCOP* pour les ASHP, plusieurs modifications ont été apportées à leur conception, notamment au niveau du compresseur. L'idée de la présente étude est de s'inspirer des PAC à air afin de proposer un modèle qui permet de diminuer la consommation électrique de la PAC géothermique et améliorer son *SCOP*.

Des compresseurs multiples (en série ou en parallèle) et des compresseurs dont la capacité peut être modulée ont remplacé le compresseur à vitesse unique. Cette amélioration permet d'ajuster la capacité du compresseur pour s'adapter aux besoins en augmentant la capacité de la PAC à de

basses températures extérieures et en maintenant un bon fonctionnement à charge partielle, à des températures modérées.

Une étude menée par Shen, Abdelaziz, Rice, et Baxter (2016) permet de comparer la performance de quelques configurations de ASHP. Deux PAC opèrent avec un compresseur à injection de vapeur, l'une possède un échangeur de chaleur intermédiaire intégré dans le cycle comme montré dans la Figure 2.1 (b) et l'autre un réservoir de détente montré dans la Figure 2.1 (a). Dans la configuration de la Figure 2.1 (b), l'échangeur de chaleur est mis en aval du condenseur. Une faible quantité du réfrigérant est prélevée à la sortie du condenseur, afin de subir une détente, à une pression d'injection intermédiaire, où sa température est abaissée. Le réfrigérant prélevé entre ensuite dans l'échangeur intermédiaire où un échange à contre-courant se produit entre lui et le réfrigérant qui entre dans l'échangeur intermédiaire sans subir de détente. Le réfrigérant prélevé en sort à l'état de vapeur saturée pour être injecté dans le compresseur. Le reste du réfrigérant qui a été refroidi par le réfrigérant prélevé, passe par la vanne d'expansion puis gagne l'évaporateur. Dans la configuration de la Figure 2.1 (a), le réservoir de détente quant à lui, qui est installé en aval du compresseur et d'une première vanne d'expansion, permet de séparer les deux phases liquide et vapeur du réfrigérant. La vapeur est injectée dans le compresseur et le liquide subit une autre détente puis rejoint l'évaporateur.

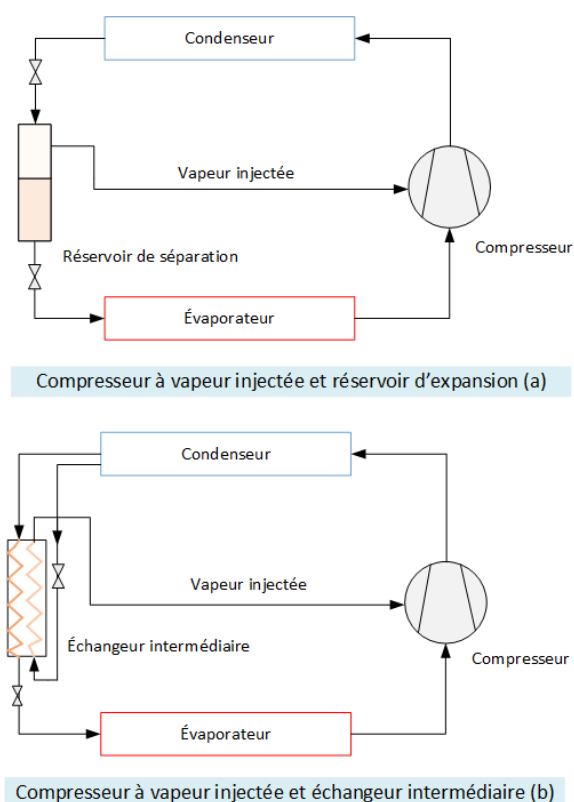


Figure 2.1: Configurations de deux PAC avec compresseur à vapeur injectée et réservoir d'expansion (a), et échangeur intermédiaire (b)

La troisième PAC possède deux compresseurs en série et un échangeur de chaleur intermédiaire comme montrée dans la Figure 2.2 (a). Lorsque les besoins en chauffage ne sont pas importants, un seul compresseur opère mais lorsque les besoins augmentent et que le premier compresseur a atteint sa limite à pleine charge, un second compresseur appelé *booster compressor* commence à opérer également. Selon Shen et al. (2016), comparée à un compresseur à vapeur injectée, cette configuration permet l'obtention d'une température du réfrigérant à la sortie du condenseur plus faible et une meilleure modulation de la capacité. Cependant son cycle est plus complexe. La quatrième PAC, montrée dans la Figure 2.2 (b), possède deux compresseurs similaires en parallèle (tandem). Une configuration avec deux compresseurs qui ont une seule vitesse et une configuration avec des compresseurs à vapeur injectée sont testées. De même que les compresseurs en série, les compresseurs en parallèle peuvent opérer individuellement ou simultanément.

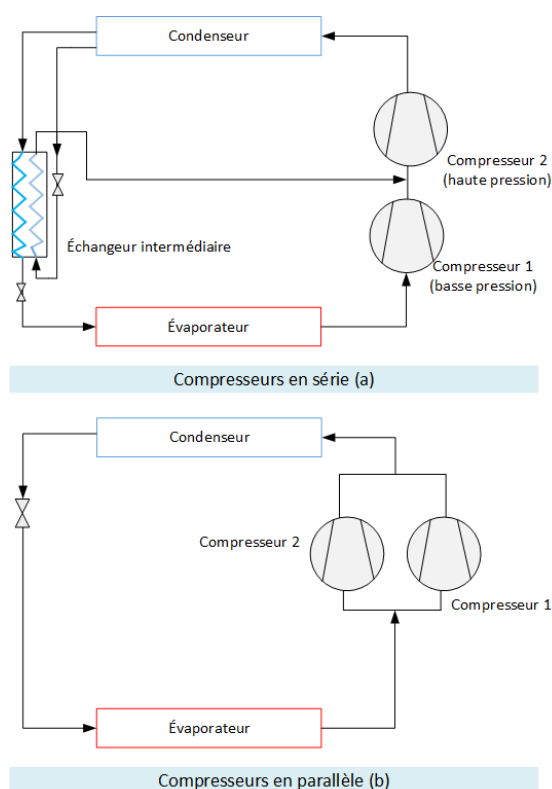


Figure 2.2: Configuration de deux PAC avec des compresseurs en série (a) et des compresseurs en parallèle (b)

Une cinquième PAC possède un compresseur à vitesse variable, capable de varier entre 2700 RPM, 3600 RPM et 4500 RPM.

Toutes les configurations de PAC citées ont été testées avec les mêmes conditions afin de comparer leur performance. Shen et al. (2016) ont conclu que la configuration de ASHP avec deux compresseurs tandem à vapeur injectée a la meilleure performance. Elle a comblé 88 % des besoins en chauffage et a un COP qui vaut 2,0 à une température extérieure de -25°C . À $+8,3^{\circ}\text{C}$, le COP vaut 4,4.

Ceci indique qu'avec de multiples compresseurs, la capacité des compresseurs peut s'adapter aux besoins de chauffage et ainsi réduire l'utilisation d'un système de chauffage auxiliaire et les pertes par cyclage entre les modes marche et arrêt.

Bertsch et Groll (2008) ont modélisé et simulé une ASHP bi-étagée dans laquelle opère deux compresseurs en série puis ils l'ont validé avec un prototype. La PAC a été testée à des températures extérieure allant de 10°C jusqu'à -30°C et des températures d'alimentation d'air et d'eau allant

de 40 °C jusqu'à 60 °C. La PAC modélisée a été comparée avec une ASHP conventionnelle (opérant avec un seul compresseur). Bertsch et Groll (2008) ont constaté que l'ASHP bi-étagée permettait de doubler la capacité de chauffage comparée à une ASHP avec un seul étage et affichait un rendement exergetique élevé qui varie entre 36 % et 46 %. La nouvelle configuration avec des compresseurs en série a permis de remédier aux problèmes des ASHP opérant dans les climats froids tels que le faible COP, la faible capacité de chauffage à de basses températures et le cyclage quand la PAC opère à des températures ambiantes modérées.

Deux compresseurs permettent à une ASHP d'avoir une meilleure performance dans les climats froids qu'un seul compresseur. D'après les travaux recensés, aucune configuration de pompe à chaleur ne possède plus de deux compresseurs.

2.4 Modélisation des pompes à chaleur

La modélisation de la PAC multi-compresseurs de la présente étude repose sur des équations empiriques, le calcul des propriétés du réfrigérant et des bilans d'énergie qui sont présentés dans la section 4.4. Le modèle proposé a été développé grâce à l'outil de calcul EES.

Il existe différentes approches de modélisation pour les pompes à chaleur selon l'objectif poursuivi. Pour une évaluation de la performance d'une PAC dans un système complet dans le cadre de simulation énergétique des bâtiments, l'approche généralement adoptée utilise des cartes de performance ou des régressions pour représenter les variables-clé de la PAC (COP, capacité, etc.) en fonction des principaux paramètres qui les affectent (température de retour des puits, température de retour du système de chauffage, humidité dans le cas de PAC utilisant l'air, etc.). Cette approche est par exemple utilisée par TRNSYS (Klein et al., 2018) et a récemment été étendue à la modélisation de PAC air-air de type mini-split à capacité variables. St-Onge, Kummert et Kegel (2018) et Bouheret et Bernier (2018) ont modélisé une pompe à chaleur géothermique eau-air à capacité variable qui possède quatre modes d'opération (chauffage des espaces, climatisation des espaces, production d'eau chaude domestique et climatisation des espaces avec production d'eau chaude domestique simultanément). Le modèle développé est dédié à l'utilisation dans l'environnement de simulation TRNSYS. Des tableaux de performance du fabricant sont introduits dans un type de simulation TRNSYS. Un contrôleur détermine la fréquence $freq$ à laquelle le compresseur fonctionne. Pour pouvoir prédire la capacité de la PAC \dot{Q}_{cond} en fonction

de la fréquence, une équation linéaire de la forme $HC = a \text{ freq} + b$ a été générée connaissant deux couples de données capacité-fréquence. Une fois la capacité est déterminée, il est possible de retrouver les données de performance de la PAC dans les tableaux de performances.

Cimmino et Wetter (2017) ont présenté un modèle de simulation de pompe à chaleur eau-eau opérant avec un compresseur scroll, formulé avec le langage de modélisation Modelica. La modélisation s'est basée sur le modèle proposé par Jin (2002). La puissance du compresseur est calculée en sommant la puissance théorique du compresseur \dot{W}_t et ses pertes de puissance constantes \dot{W}_{losses} . La puissance théorique est définie comme étant le résultat de la compression isentropique à un ratio de volume « *built-in* » suivi par une compression isochore et s'exprime ainsi :

$$\dot{W}_t = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_{eva} y \dot{V}_{nominal} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_{con}}{P_{eva}} \frac{1}{V_r} + \frac{1}{\gamma} P_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.1)$$

Le ratio de volume « *built-in* » noté V_r représente le ratio entre le volume du gaz qui se trouve dans le compresseur immédiatement après l'aspiration et le volume de gaz immédiatement avant le refoulement (*discharge*). Au ratio volume « *built-in* » est associé un ratio de pression « *built-in* » $P_r = V_r^\gamma$, qui peut être également présenté comme étant le rapport entre la pression de refoulement interne du compresseur et la pression d'évaporation selon Jin (2002). γ est l'exposant isentropique qui est le rapport entre C_p et C_v , P_{eva} et P_{con} sont respectivement les pression d'évaporation et de condensation, y est la vitesse normalisée du compresseur qui vaut 1 à la vitesse nominale et $\dot{V}_{nominal}$ est le débit volumique nominal du réfrigérant.

La puissance du compresseur est calculée ainsi :

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_t}{\eta} + \dot{W}_{losses} \quad (2.2)$$

où η est l'efficacité électromécanique du compresseur.

La capacité de l'évaporateur \dot{Q}_{eva} est calculée entre le point d'entrée du réfrigérant à l'évaporateur et le point où le réfrigérant devient de la vapeur saturée. L'enthalpie à la surchauffe est négligée mais l'effet de la surchauffe est évalué dans le modèle du compresseur. La capacité d'évaporation s'exprime ainsi :

$$\dot{Q}_{eva} = y \left(\frac{\dot{V}_{nominal}}{v_{suc}} - \dot{m}_{leak} \right) (h_4 - h_{x1}) \quad (2.3)$$

où v_{suc} est le volume spécifique du réfrigérant à l'aspiration et $\dot{m}_{leak} = C \frac{P_{con}}{P_{eva}}$. C est le coefficient de fuite dans le compresseur.

La capacité du condenseur est calculée à partir de l'équation de bilan énergétique.

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur global UA à l'évaporateur et au condenseur repose sur la méthode $\varepsilon - NTU$.

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_f C_{p,f}} \quad (2.4)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{(-NTU)} \quad (2.5)$$

où NTU est le nombre d'unités de transfert et ε représente l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Des modèles plus détaillés basés sur des principes et propriétés thermodynamiques et sur des régressions permettent d'analyser plus en détail le comportement des PAC et d'optimiser leur conception. À titre d'exemple, CoolPack créé par Jakobsen, Rasmussen, Skovrup et Andersen (2001), est une application qui offre plusieurs fonctionnalités parmi lesquels le dimensionnement d'un système de réfrigération, l'analyse des conditions de fonctionnement et l'évaluation de la performance selon différents réfrigérants. Le programme DOE/ORNL créé par Rice et Jackson (2005), permet de modéliser des pompes à chaleur air-air en régime permanent. L'utilisateur peut spécifier le type d'échangeur de chaleur, les conditions d'air extérieur et intérieur et sélectionner un type de compresseur. L'application analyse la performance de la PAC modélisée.

Des modèles dynamiques du circuit de réfrigérant ont également été développés pour une analyse plus fine du comportement transitoire des PAC. Ndiaye (2007) par exemple, a modélisé d'une manière détaillée les composantes d'une pompe à chaleur eau-air en cyclage. Il présente des modèles dynamiques, en tenant compte du cyclage, des échangeurs réfrigérant-eau et réfrigérant-air où les écoulements monophasique et diphasique du réfrigérant sont décrits. De même les modèles du compresseur hermétique alternatif et du détendeur thermostatique sont décrits d'une manière détaillée.

Certaines approches se distinguent par le niveau de détail de la modélisation de certaines composantes de la PAC. Gall, Fisher, Corti, Marelli et Cremaschi (2015) ont étudié deux modèles d'efficacité paramétrique, l'un en régime permanent et l'autre variant dans le temps. De plus, Ils ont développé grâce au langage de modélisation Modelica, un modèle dynamique du compresseur à cycles courts intégrant la géométrie du compresseur, les fuites du réfrigérant et une approximation mathématique de la capacité. Le modèle a également été vérifié à l'aide de données obtenues de manière expérimentale.

Yang et Yeh (2015) ont modélisé des échangeurs de chaleur tubulaire d'une manière plus détaillée. La surface d'échange totale du condenseur a été divisée en trois parties afin d'évaluer les coefficients de transfert de chaleur globaux relatifs à la désurchauffe, la condensation et le sous-refroidissement du réfrigérant. De même au niveau de l'évaporateur, le coefficient de transfert de chaleur global est évalué à la surchauffe et à l'évaporation. La capacité de l'échangeur est calculée de la manière suivante :

$$Q_{\text{échangeur}} = \sum_{\text{phase}} U_{\text{phase}} A_{\text{phase}} \Delta T_{\text{phase}} \quad (2.6)$$

Afin d'évaluer le coefficient d'échange de chaleur global U_{phase} dans chaque phase de transformation du réfrigérant, les coefficients de transfert thermique de l'eau et du réfrigérant sont calculés à l'aide de corrélations empirique. Cette méthode de modélisation des échangeurs est la même que celle utilisée dans la présente étude, les termes de l'équation présentée ci-dessus seront davantage expliqués dans les sections 4.4.2 et 4.4.3.

2.5 Sélection d'un compresseur pour une pompe à chaleur

La sélection du compresseur adéquat pour une pompe à chaleur est une étape vitale dans la réalisation d'un système efficace, qui rencontre les critères de performance souhaités. Selon Nicholson et Saunders (2014), le choix du compresseur requiert la connaissance exacte des conditions d'opération de la PAC. La première variable très importante dont il faut tenir compte est le réfrigérant utilisé. D'après Guzda et Szmolke (2016), les réfrigérants les plus couramment employés actuellement dans les pompes à chaleur sont le R-134a, R-407c et R-410a. Les réfrigérants diffèrent par leurs gammes de température d'évaporation et de condensation. Par exemple, au contact d'une source de chaleur qui est à une température donnée, ces trois réfrigérants

auront chacun une température d'évaporation différente. L'appartenance du réfrigérant au groupe azéotrope ou zéotrope est également importante. Le R-134a est un réfrigérant azéotrope qui s'évapore et se condense à des températures constantes. Les réfrigérants R-407c et R-410a sont de type zéotrope et ont des températures d'évaporation et de condensation qui varient lors de ces deux processus. Dans ce cas, des températures moyennes sont adoptées pour le calcul des capacités des échangeurs de la PAC qui permet de sélectionner la capacité du compresseur adéquate.

Le choix du compresseur dépend ensuite de l'application pour laquelle la pompe à chaleur est destinée. Dépendamment du domaine d'utilisation, la température de condensation et la charge nominale de chauffage de la thermopompe sont définies, puis la capacité nominale du compresseur est choisie.

Les différents compresseurs utilisés dans les PAC sont majoritairement à déplacement positif et sont soit des compresseurs alternatifs ou rotatifs. Parmi les compresseur rotatifs, le compresseur rotatif à vis et le compresseur à volute, ou scroll, sont adoptés. Les compresseurs centrifuges sont des compresseurs dynamiques et sont utilisés pour des pompes à chaleur dont la capacité est élevée. Ces compresseurs ont des caractéristiques différentes comme le type de compression (statique ou dynamique), l'écoulement du réfrigérant et la sensibilité à l'humidité, d'après Gužda et Szmolke, (2016). Chaque technologie de compresseur a des avantages et des inconvénients propres à elle dont il faut tenir compte lors de la sélection.

2.6 Conclusion

Ce chapitre a passé en revue la performance des PAC géothermique opérant avec un seul compresseur à vitesse constante dans les climats froids puis les différentes configurations de PAC à air opérant à basse température. Quelques travaux de modélisation de thermopompes sont également décrits. À travers la revue de littérature, il est possible de remarquer qu'une pompe à chaleur géothermique fonctionnant avec plus de deux compresseurs n'a pas été modélisée.

CHAPITRE 3 GÉNÉRALITÉS

3.1 Introduction

Ce chapitre a pour but d'apporter des définitions nécessaires qui permettent une meilleure compréhension de certaines notions dans le mémoire. Le cycle thermodynamique est présenté ainsi que les définitions des différents coefficients de performance d'une pompe à chaleur. Les rendements isentropique et volumétrique d'un compresseur sont également définis.

3.2 Pompe à chaleur

Le terme « pompe à chaleur » (souvent désigné sous l'acronyme PAC) désigne les systèmes capables de transférer de la chaleur d'une source à basse température vers une source à température plus élevée. Ce processus de transfert de chaleur requiert un apport sous forme de chaleur (pompe à chaleur à absorption ou adsorption) ou de travail comme stipulé dans la déclaration de Clausius portant sur le second principe de la thermodynamique (Herold, Radermacher et Klein, 2016). La Figure 3.1 illustre le fonctionnement d'une pompe à chaleur opérant entre deux niveaux de températures et nécessitant un certain travail W pour opérer. La quantité de chaleur échangée à la source froide est représentée par Q_1 alors que Q_2 représente le transfert de chaleur au puits de chaleur qui est égale à :

$$Q_2 = Q_1 + W \quad (3.1)$$

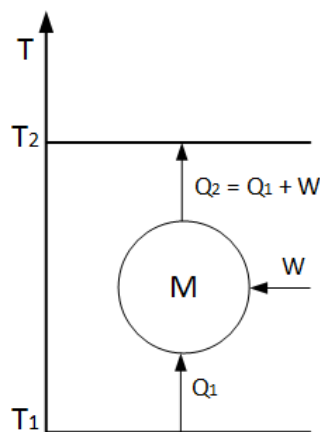


Figure 3.1: Machine thermodynamique transférant de la chaleur d'un niveau à basse température vers une haute température

Pour réaliser le pompage de chaleur tel que montré à la Figure 3.1, une pompe à chaleur dite à « compression mécanique » est généralement constituée des composants suivants (voir Figure 3.2) :

- L'évaporateur permet l'absorption de la chaleur Q_1 par l'évaporation du réfrigérant à une basse pression en utilisant la source de chaleur T_1 .
- Le compresseur apporte le travail nécessaire W pour comprimer le réfrigérant à une haute pression.
- Le condenseur permet la condensation du réfrigérant qui cède sa chaleur Q_2 vers le puits à la température T_2 .
- La vanne d'expansion assure une perte de charge qui ramène le réfrigérant à la basse pression vers l'évaporateur.

Il est à remarquer que le chauffage au condenseur est généralement l'effet utile recherché pour une pompe à chaleur. Cependant, l'effet réfrigérant à l'évaporateur peut également s'avérer utile pour assurer la climatisation.

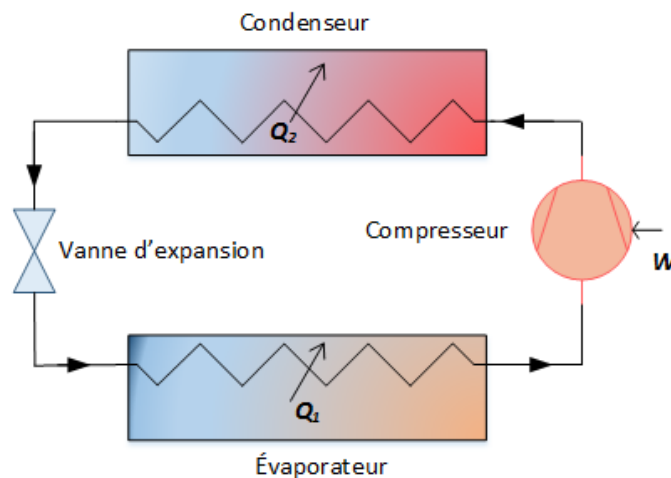


Figure 3.2: Composants d'une pompe à chaleur

Il est possible de classer cinq types de pompes à chaleur selon la nature de la source de chaleur qui permet l'évaporation du réfrigérant dans l'échangeur du milieu extérieur et du puits qui permet la condensation du réfrigérant (Langley, 2002). Les pompes à chaleur eau-eau, comme leur nom l'indique, utilisent de l'eau du côté de l'évaporateur et transmettent la chaleur à une autre source

d'eau au niveau du condenseur. L'eau du côté de l'évaporateur peut provenir d'un puits géothermique ou d'un cours d'eau par exemple. Du côté du condenseur, l'eau chauffée peut servir au chauffage des espaces ou de l'eau chaude sanitaire. Ce type de pompe à chaleur est le plus énergétiquement efficace quand il est proprement maintenu et que la source de chaleur est adéquate (Langley, 2002). C'est ce type de PAC qui fait l'objet de la présente étude. La PAC eau-air utilise les mêmes types de sources d'eau que la PAC eau-eau mais rejette la chaleur dans l'air au condenseur. Ce type de PAC est typiquement moins efficace en termes de transfert de chaleur au condenseur car les coefficients d'échange associés à l'air sont généralement moins élevés que pour l'eau. Les PAC air-air sont les plus populaires car elles sont généralement plus faciles à installer et moins coûteuses à l'achat. La performance (capacité et coefficient de performance (COP)) des PAC diminuent avec une baisse de la température de la source (air extérieur) ce qui fait qu'un chauffage auxiliaire est souvent requis à ces températures. De plus, les PAC air-air doivent être dégivrées pour certaines températures extérieures, ce qui nécessite un cycle de dégivrage de l'évaporateur situé à l'extérieur. Typiquement, le dégivrage est réalisé en inversant le cycle de réfrigération, ce qui nécessite l'emploi d'un chauffage auxiliaire pendant la période de dégivrage. La performance globale de ces PAC est donc diminuée par ces deux phénomènes. La PAC air-eau est semblable à la PAC air-air sauf que le fluide secondaire au condenseur est l'eau. Ce type de PAC peut servir à l'alimentation d'un plancher chauffant par exemple.

Le cinquième type de PAC est peu utilisé. Il s'agit des PAC sol-air (ou sol-eau) qui ont un échangeur de chaleur (l'évaporateur) enfoui dans le sol. Le réfrigérant circule dans l'échangeur et est évaporé grâce à la chaleur transmise par le sol. Ce sont donc des systèmes à expansion directe (ou *DX systems* en anglais) Ces systèmes présentent un risque de fuite du réfrigérant dans le sol suite à la corrosion des tuyaux (Langley, 2002).

3.3 Cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur

Afin d'expliquer le fonctionnement du cycle à compression mécanique d'une pompe à chaleur, il est nécessaire de s'appuyer sur la Figure 3.3 qui représente le cycle dessiné sur un diagramme P-h pour le R-134a. La pression est représentée avec une échelle logarithmique.

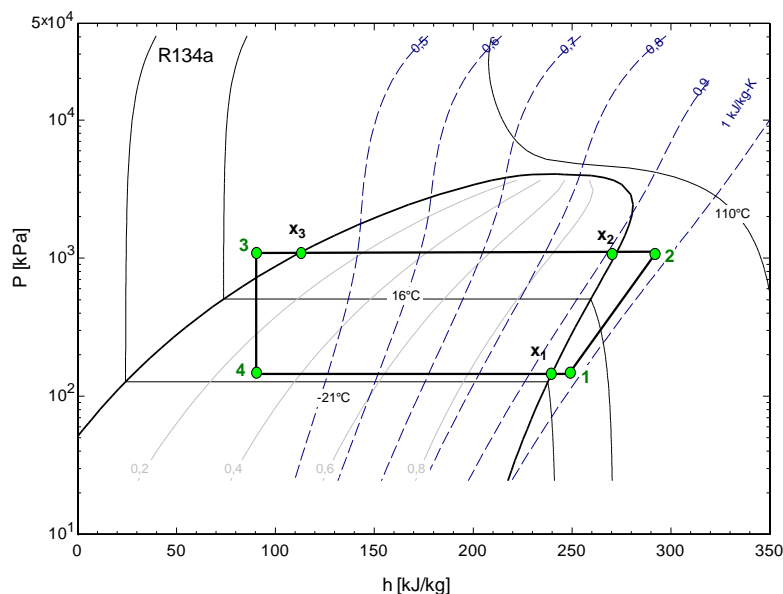


Figure 3.3: Diagramme pression-enthalpie (P-h) d'une pompe à chaleur

Les points 2 et 3 délimitent le côté haute pression au condenseur. Les points 4 et 1 quant à eux délimitent le côté basse pression qui est la pression à laquelle opère l'évaporateur. Les points dessinés sur le cycle thermodynamique représentent l'état du réfrigérant à chaque étape.

Point 4 : Le réfrigérant entre à l'évaporateur

Point x_1 : Ce point se situe sur le dôme, sur la courbe de rosée. Le réfrigérant a été complètement évaporé et transformé à l'état gazeux. Le titre est égal à un. Ce point représente également le début de la surchauffe du réfrigérant.

Point 1 : Point d'entrée au compresseur. Le réfrigérant est sous forme de vapeur surchauffée à basse pression et à basse température.

Point 2 : Ce point représente la fin de la compression du réfrigérant et son entrée dans le condenseur. Le réfrigérant est sous forme de vapeur surchauffée à haute pression et haute température.

Point x_2 : Ce point est situé sur le dôme sur, la courbe de rosée. Le réfrigérant est toujours à l'état gazeux mais il a subi une désurchauffe qui a permis d'abaisser sa température. Ce point marque le début de la condensation du réfrigérant.

Point x_3 : Ce point indique la fin de la condensation du réfrigérant qui est complètement passé à l'état liquide. Il se situe sur le dôme sur, la courbe d'ébullition et son titre est égal à zéro.

Point 3 : La température du réfrigérant est abaissée à la fin de la condensation. Cette opération s'appelle le sous-refroidissement.

Point 4 : Du point 3 au point 4, le réfrigérant subit une détente dans la vanne d'expansion. Ce processus est isenthalpique et permet de faire chuter la pression du réfrigérant à la basse pression.

3.4 Les coefficients de performance d'une pompe à chaleur

Les performances thermiques d'une pompe à chaleur sont généralement calculées en fonction d'un coefficient de performance (COP). Le COP peut être défini de différentes façons.

3.4.1 COP en régime permanent

Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur opérant en régime permanent, COP_{per} , est le rapport entre l'énergie de chauffage utile récoltée au condenseur, $Q_{condenseur}$, et le travail mécanique fourni au compresseur, W_{net} . Dans la présente étude le rendement du moteur électrique du compresseur est négligé.

$$COP_{per} = \frac{Q_{condenseur}}{W_{net}} \quad (3.2)$$

Dans le cas de la pompe à chaleur géothermique eau-eau, plus la différence entre la température de l'eau puisée du sol et celle délivrée par la PAC est faible, meilleure est le COP_{per} . Cette valeur varie généralement entre 2 et 8 et correspond à environ 50 % du COP idéal d'une machine de Carnot (Hache et al., 2016).

3.4.2 COP en régime dynamique

Les besoins en chauffage d'un bâtiment varient selon la température extérieure et la PAC disposant d'un compresseur à vitesse constante doit s'adapter à cette fluctuation. Ainsi, elle fonctionnera à pleine capacité si le besoin en chauffage est grand mais elle opérera à charge partielle en cyclant entre les modes marche et arrêt si le besoin est plus faible que sa capacité nominale. Ce cyclage entraîne une baisse de performance. Pour tenir compte de cette situation, un autre indice de performance est utilisé, le coefficient de performance dynamique, COP_{dyn} . Le calcul du COP_{dyn} fait intervenir trois facteurs qui sont le taux de charge partielle (Part Load Ratio, PLR), le facteur

de charge partielle (Part Load Factor, PLF) et le taux d'apport énergétique (Energy Input Ratio, EIR). Ces trois facteurs varient entre 0 et 1.

Dans la présente étude, le taux de charge partielle (PLR) est évalué à chaque heure car les besoins sont calculés de façon horaire. Il est donc calculé selon le rapport entre les besoins thermiques du bâtiment, Q_{besoin} , et la quantité d'énergie que peut fournir la PAC au condenseur, $Q_{condenseur}$, durant le même intervalle de temps si elle fonctionnait à pleine capacité durant cet intervalle :

$$PLR = \min(1; \frac{Q_{besoin}}{Q_{Condenseur}}) \quad (3.3)$$

Le facteur de charge partielle (PLF) est utilisé pour corriger le COP_{per} . Ce facteur permet de tenir compte de la dégradation de la performance, due au mode de fonctionnement marche/arrêt de la PAC.

$$COP_{dyn} = COP_{per} PLF \quad (3.4)$$

La valeur du PLF est déterminée ici en utilisant l'approche proposée par Henderson et al. (2000). Ces derniers ont établi des relations donnant la valeur du PLF en fonction du PLR et du EIR pour différents cas de figure. Le EIR représente le rapport entre la puissance réellement absorbée $W_{net, réel}$ et la puissance qui aurait pu être consommée à pleine capacité. Les relations sont présentées aux équations (3.5) à (3.8). Les coefficients de l'équation (3.5) sont relatifs à un appareil de climatisation de bonne qualité qui utilise un peu d'énergie même à l'arrêt (*good AC with off-cycle power*) selon la terminologie de Henderson et al., (2000). Cette énergie peut, par exemple, servir à alimenter les contrôles qui sont en mode attente.

$$EIR = a_0 + a_1 PLR + a_2 PLR^2 + a_3 PLR^3 \quad (3.5)$$

$$a_0 = 0,00988125; a_1 = 1,08033; a_2 = -0,105267; a_3 = 0,0151403$$

$$PLF = \frac{PLR}{EIR} \quad (3.6)$$

Finalement, la quantité de chaleur réelle échangée au condenseur, $Q_{condenseur,réel}$, et l'énergie consommée par le compresseur, $W_{net,réel}$, sont données par :

$$W_{net,r\acute{e}el} = W_{net} EIR \quad (3.7)$$

$$Q_{condenseur,r\acute{e}el} = Q_{condenseur} PLR \quad (3.8)$$

3.4.3 Prise en compte du chauffage auxiliaire dans le COP

Lorsque le rapport entre le besoin thermique Q_{besoin} et la capacité nominale du condenseur $Q_{condenseur}$ est supérieur à un, un dispositif auxiliaire doit contribuer au chauffage en comblant la différence. Le COP_{aux} est utilisé pour tenir compte de la contribution du chauffage auxiliaire :

$$COP_{aux} = \frac{Q_{condenseur,r\acute{e}el} + W_{auxiliaire}}{W_{net,r\acute{e}el} + W_{auxiliaire}} = \frac{Q_{besoin}}{W_{net,r\acute{e}el} + W_{auxiliaire}} \quad (3.9)$$

Où $W_{auxiliaire}$ est l'énergie d'appoint fournie au bâtiment. Dans la présente étude, le COP du chauffage auxiliaire est considéré égal à 1 et le besoin en chauffage est considéré égal à la somme de $Q_{condenseur,r\acute{e}el}$ et $W_{auxiliaire}$. Tel que discuté au chapitre 5, le COP_{aux} est évalué à chaque heure de la simulation pour chaque compresseur. Le compresseur avec le COP_{aux} le plus élevé est choisi pour opérer durant cette heure.

Il est à noter que la consommation d'énergie des pompes de circulation des fluides secondaires n'est pas considérée ici. Le lecteur intéressé par ce sujet est référé aux travaux de Hache et al. (2016).

3.4.4 COP saisonnier, $SCOP$

Il est utile de calculer le COP saisonnier (communément appelé $SCOP$ dans la littérature) pour évaluer la performance d'une pompe à chaleur sur une saison de chauffage. Le $SCOP$ défini comme étant le rapport entre la somme des besoins annuels en chauffage et la consommation énergétique annuelle du système, englobant celle du compresseur et du chauffage auxiliaire. Il s'exprime ainsi :

$$SCOP = \frac{Q_{besoin,annuel}}{W_{électrique,annuelle}} \quad (3.10)$$

$$W_{électrique,annuelle} = \sum_{h=1}^n (W_{net,r\acute{e}el}(h) + W_{auxiliaire}(h)) \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{besoin,annuel}} = \sum_{h=1}^n Q_{\text{besoin}}(h) \quad (3.12)$$

où h représente une heure de l'année et n représente le nombre d'heures de la saison de chauffage.

3.5 Rendements d'un compresseur

Dans la présente étude, la modélisation de la pompe à chaleur multi-compresseurs permet de sélectionner le meilleur compresseur à chaque heure. Le but est donc de pouvoir évaluer leur performance pour ainsi pouvoir les comparer. Les rendements isentropique et volumétrique caractérisent chaque compresseur et il est important de comprendre leur signification.

3.5.1 Rendement isentropique

Le rendement isentropique $\eta_{\text{isentropique}}$ est un nombre sans dimension, toujours inférieur à 1. Il compare la variation d'enthalpie du réfrigérant entre son entrée et sa sortie dans un compresseur réel et dans un compresseur idéal suivant une évolution isentropique. Une compression idéale est adiabatique et sans pertes par frottement. Il n'y a pas de sources d'irréversibilité dans ce processus qui se fait à une entropie constante. Le rendement isentropique est calculé comme suit :

$$\eta_{\text{isentropique}} = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.13)$$

où h_{s2} est l'enthalpie du réfrigérant à la sortie du compresseur en supposant que l'évolution est isentropique entre les points 1 et 2.

La Figure 3.4 montre l'évolution du rendement isentropique en fonction du rapport entre la pression de condensation et la pression d'évaporation (R_p) pour deux compresseurs de la compagnie Emerson (ZR22K3E-TFD et ZH15K4E-TFD) et deux pressions d'évaporation $P_{\text{évap}}$. Les tables de performance de ces compresseurs sont tirées de Emerson (2019). Cette figure montre que les variations de rendement isentropique en fonction du rapport de pression sont significatives et que chaque compresseur a une plage de R_p pour laquelle le rendement isentropique est optimum. Ainsi, si une pompe à chaleur est munie des deux compresseurs de la Figure 3.4 et que le rapport de pression est de 3.0, alors il sera nettement plus avantageux d'utiliser le compresseur ZR22K3E-TFD

qui a un rendement isentropique de ≈ 0.63 plutôt que le compresseur ZH15K4E-TFD qui a un rendement isentropique de ≈ 0.54 . Il importe de souligner que pour un même rapport de pression, le rendement isentropique change en fonction du niveau de pression, représenté ici par la pression à l'évaporateur. Ainsi, pour un rapport de pression de 5.0, le compresseur ZH15K4E-TFD a un rendement isentropique de ~ 0.48 lorsque la pression à l'évaporateur est de 133 kPa et de ~ 0.55 lorsque la pression à l'évaporateur est de 350 kPa.

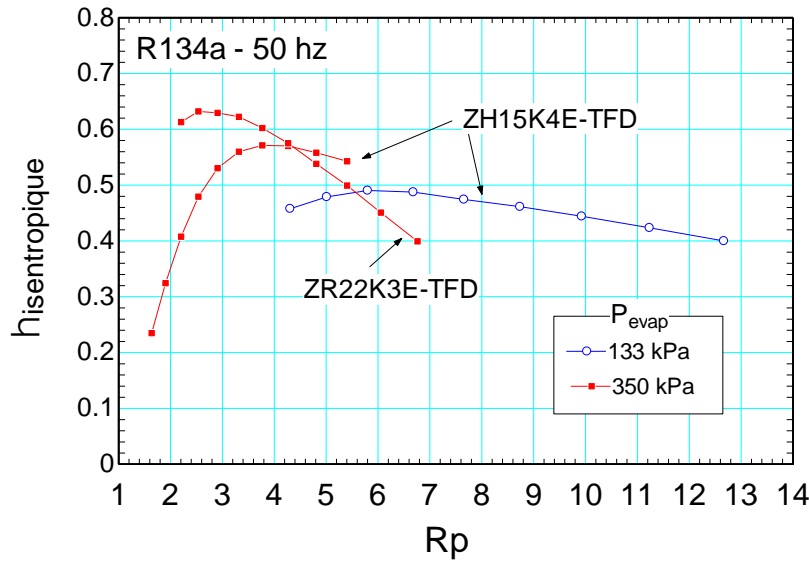


Figure 3.4: Rendement isentropique de deux compresseurs en fonction du rapport de pression

3.5.2 Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique $\eta_{volumétrique}$ est également un nombre sans dimension, compris entre 0 et 1. Il est défini comme étant le rapport entre le débit massique réel \dot{m}_{ref} et le débit massique théorique du réfrigérant :

$$\eta_{volumétrique} = \frac{\text{débit massique réel du réfrigérant}}{\text{débit massique théorique de réfrigérant}} = \frac{\dot{m}_{ref}}{V_{bal}\rho_{asp}N} \quad (3.14)$$

où V_{bal} est le volume balayé par le piston, ρ_{asp} est la masse volumique à l'aspiration et N est la fréquence de rotation (en Hertz).

L'équation (3.14) permet de constater que lorsque ρ_{asp} diminue le débit de réfrigérant diminue (en supposant que le rendement volumétrique reste constant). Ceci entraîne une baisse de la capacité

de la pompe à chaleur qui est directement proportionnelle à ce débit. Ceci explique la baisse de capacité observée par les PAC lorsque la température de la source à l'évaporateur diminue (accompagnée d'une baisse de la pression du réfrigérant) menant à une faible valeur de ρ_{asp} . Dans ce cas, il faut soit basculer vers un compresseur ayant un volume balayé plus grand ou augmenter la vitesse de rotation du compresseur de façon à avoir une capacité suffisante pour combler les besoins du bâtiment.

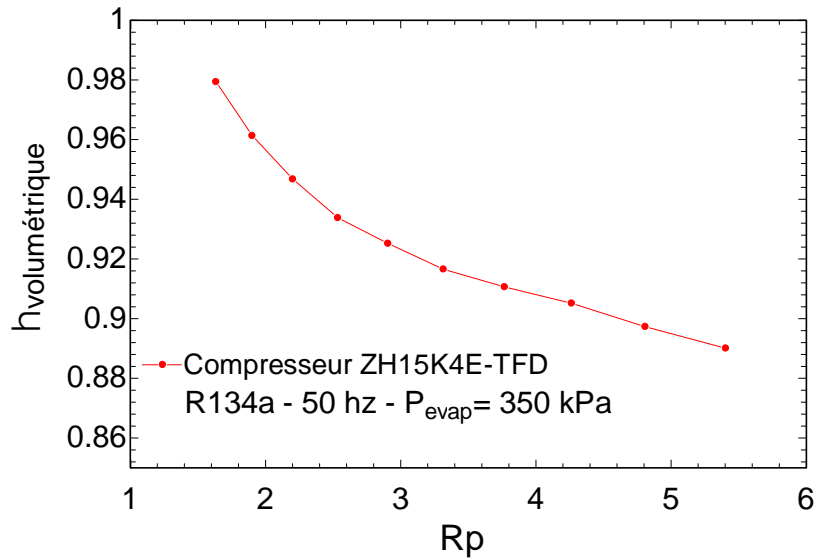


Figure 3.5: Rendement volumétrique d'un compresseur en fonction du rapport de pression

La Figure 3.5 présente la valeur de $\eta_{volumétrique}$ en fonction du rapport de pression pour un compresseur du commerce pour une pression à l'évaporateur de 350 kPa. Cette figure indique que le rendement volumétrique de ce compresseur est relativement élevé (> 90 %) et qu'il diminue avec le rapport de pression. Cette courbe est typique des compresseurs utilisés dans la présente étude.

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, le cycle thermodynamique sur lequel repose la modélisation de la pompe à chaleur a été présenté. Les coefficients de performance d'une pompe à chaleur ainsi que les rendements isentropique et volumétrique d'un compresseur ont été également définis.

CHAPITRE 4 MODÈLE PRPOSÉ

4.1 Introduction

Ce chapitre a pour but de présenter le modèle proposé. Pour rappel, l'objectif est de modéliser une pompe à chaleur géothermique (eau-eau) munie de multiple compresseurs en parallèle tel que montré à la Figure 4.1. Ce modèle est bâti sous le logiciel Engineering Equation Solver, créé par Klein, (2002) et communément appelé EES. Ce choix est une étape intermédiaire vers une implantation éventuelle dans TRNSYS. Au final, l'outil de calcul sous EES permet de simuler simultanément un modèle détaillé de la PAC avec des approches simplifiées pour le bâtiment et le puits géothermique et de résoudre le modèle proposé pour une saison de chauffage avec un pas de temps d'une heure.

Le modèle proposé permet de calculer la performance de n compresseurs contenus dans la pompe à chaleur et ce à chaque pas de temps. Une procédure permet de déterminer le compresseur ayant le meilleur COP_{aux} à chaque pas de temps. Connaissant cette valeur et les besoins du bâtiment, le modèle calcule ensuite la quantité de chaleur échangée avec le sol et détermine la température du fluide secondaire à la sortie de l'échangeur géothermique. Cette température est utilisée au pas de temps suivant.

Ce chapitre débute par une description sommaire des modèles utilisés pour simuler le comportement thermique du bâtiment et de l'échangeur géothermique pour ensuite aborder la modélisation des échangeurs (évaporateurs et condenseurs), du compresseur, de la vanne d'expansion et du cycle thermodynamique complet. Par la suite, la structure de l'outil de calcul développée sous EES est décrite. Finalement, les équations gouvernantes de l'analyse exergetique sont présentées.

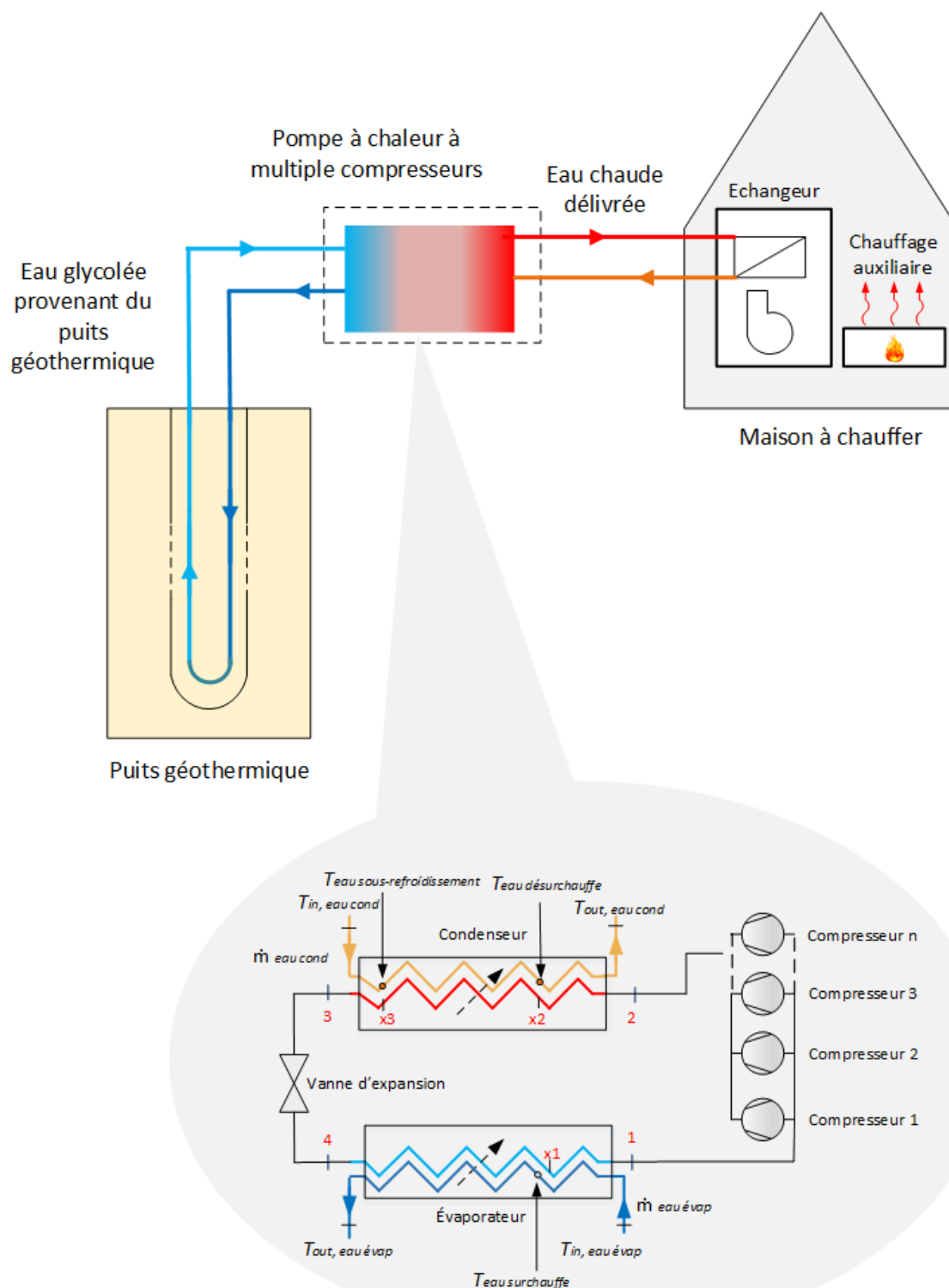


Figure 4.1: Schéma de la pompe à chaleur conceptualisée chauffant un bâtiment

4.2 Modélisation du bâtiment

Le modèle choisi pour simuler le bâtiment permet de calculer les besoins en chauffage à chaque heure. Le modèle s'appuie sur l'hypothèse que les pertes de chaleur de l'enveloppe du bâtiment sont constantes à chaque heure mais varient d'heure en heure en fonction de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment. En vertu de ces hypothèses, et en supposant que le point de consigne est de 21 °C, les besoins en chauffage du bâtiment, Q_{besoin} , sont donnés par l'équation (4.1).

$$Q_{besoin} = UA(21 - T_{ext}) \quad (4.1)$$

où T_{ext} est la température extérieure et UA représente le coefficient de déperditions thermiques global du bâtiment. Ce coefficient prend en compte l'ensemble des pertes thermiques par l'enveloppe du bâtiment (murs, toit, fenêtres) et par infiltration d'air. De plus, il est supposé que l'ensemble des gains internes et des gains solaires sont tels que les besoins sont nuls lorsque la température extérieure est supérieure à 15 °C. Cette température représente la température d'équilibre typique pour une maison bien isolée. Les besoins de chauffage sont donc calculés uniquement pour les températures extérieures inférieures à 15 °C.

Deux valeurs de UA de 0,3 et 0,4 kW °C⁻¹ sont utilisées dans le présent travail. Ces valeurs correspondent à des bâtiments de type résidentiel de taille moyenne avec deux niveaux d'isolation de l'enveloppe.

4.3 Modélisation de l'échangeur géothermique

Le modèle de l'échangeur géothermique s'appuie sur un certain nombre d'hypothèses. Ainsi, il est supposé que le transfert de chaleur entre la paroi du puits T_b , et le sol (à la température T_g) est unidimensionnel. Cette hypothèse est justifiée compte tenu que l'échangeur est relativement long et que le temps considéré est relativement court (Philippe et al., 2009). Les effets transitoires à l'intérieur du puits ne sont pas considérés et une résistance thermique équivalente, R_b , est utilisée pour représenter le transfert thermique entre le fluide et la paroi du puits. Cette hypothèse est généralement utilisée dans les modèles courants comme le modèle DST (Hellström, 1989). Finalement les propriétés du sol sont considérées constantes. Compte tenu de ces hypothèses, le modèle peut être décrit par les équations suivantes :

$$T_b - T_g = \sum_{i=1}^{n_t} (q_i - q_{i-1}) \tau(t - t_{i-1}) \quad (4.2)$$

où T_g est la température du sol non-perturbé, q_i est le taux de transfert de chaleur par unité de longueur avec le sol au temps i et τ est le facteur de réponse thermique. Le terme de sommation permet de prendre en compte la variation temporelle de l'échange avec le sol en vertu du principe de superposition temporelle. Le facteur de réponse est donné par la relation suivante :

$$\tau = \frac{1}{k} \cdot G(For_t) \quad (4.3)$$

où G est la solution analytique de la source cylindrique infinie et k est la conductivité thermique du sol. La fonction G dépend du nombre de Fourier, For_t . Ce dernier est défini par la relation suivante :

$$For_t = \frac{\alpha t}{r_b^2} \quad (4.4)$$

où α est la diffusivité thermique du sol, t est le temps, et r_b est le rayon du puits. Dans la présente étude, l'approximation de Cooper (1976) est utilisée pour déterminer la valeur G . Finalement, la température moyenne du fluide dans le puits, T_f , est obtenue par :

$$T_f = T_b + R_b q_i \quad (4.5)$$

Finalement, la température de sortie de l'échangeur (i.e. température d'entrée à l'évaporateur) est obtenue à l'aide d'un bilan sur l'échangeur.

4.4 Modélisation des éléments de la PAC

4.4.1 Choix des fluides

Dans le but de ne pas complexifier la modélisation de la pompe à chaleur, les mélanges frigorigènes de type zéotropes (comme le R-410A) ont été exclus de cette étude. Pour ces derniers, l'évaporation et la condensation ne se font pas à température constante. Le réfrigérant R-134a a été choisi pour être le fluide frigorigène. Il appartient à la famille des réfrigérants HFC (HydroFluoroCarbones) qui ne contribuent pas à la destruction de la couche d'ozone mais contribuent à l'effet de serre.

C'est un réfrigérant azéotrope, c'est-à-dire que son évaporation et sa condensation se font à une température constante. Il est non-toxique, ininflammable et non-corrosif. Il a néanmoins un indice de réchauffement climatique, GWP (*Global warming Potential*) de l'ordre de 1400 (basé sur un temps d'intégration de 100 ans) ce qui est relativement élevé.

L'eau est utilisée comme fluide secondaire dans l'évaporateur et le condenseur. Pour l'évaporateur, la température peut atteindre une valeur sous 0 °C et un risque de gel peut survenir si l'eau est utilisée. Pour empêcher cela, de l'eau glycolée contenant 25 % de propylène glycol est utilisée comme fluide secondaire dans le circuit entre le puits géothermique et l'évaporateur.

Il est supposé que la vanne d'expansion est réglée pour assurer une surchauffe à l'évaporateur de 5 K. La température à la sortie de l'évaporateur est donc toujours 5 K supérieure à la température de saturation. On assure ainsi que tout le réfrigérant est passé à l'état gazeux avant d'entrer dans le compresseur.

4.4.2 Évaporateur et condenseur

4.4.2.1 Géométrie de l'échangeur

Dans la PAC proposée, l'échange de chaleur dans l'évaporateur et le condenseur est réalisé grâce à des échangeurs à plaques à contre-courant que l'on retrouve généralement dans les PAC eau-eau. Ils possèdent un coefficient d'échange relativement élevé car le fluide, passant entre les plaques peu espacées et dont la géométrie est complexe, est en régime turbulent même à très faible débit. De plus, les plaques sont généralement fabriquées en cuivre dont la conductivité thermique est très élevée. Ces échangeurs ont donc généralement une grande efficacité. Ils sont compacts et il est possible de modifier la capacité en ajoutant ou en enlevant des plaques. Dans la présente étude, des échangeurs de la marque BOWA Solution, fournis par BOWA Solution (2016), sont modélisés.

La Figure 4.2 montre les dimensions des plaques constituant l'évaporateur et le condenseur. Ces plaques sont empilées les unes sur les autres et les fluides (eau et réfrigérant) circulent en alternance entre les plaques, chacun dans un sens opposé différent. Les quatre cercles sur la Figure 4.2 représentent les entrées-sorties pour les deux fluides. Des garnitures d'étanchéité autour de ces ouvertures assurent que le fluide est acheminé dans le bon canal.

Les plaques utilisées dans la présente étude, ont une longueur L égale à 523 mm et une largeur W qui vaut 107 mm. L'inclinaison de l'angle chevron noté β mesuré à partir de l'axe horizontal vaut 28° . Cet angle est relatif à la direction de l'écoulement du fluide. L'épaisseur des plaques notée ep est de l'ordre de 0,4 mm. La Figure 4.3 montre deux canaux d'écoulement d'un seul fluide qui sont formés par deux plaques adjacentes. L'espacement noté e entre les plaques est de l'ordre de 2 mm. Le diamètre hydraulique de ce canal, D_{eq} est donné par l'équation suivante :

$$D_{eq} = 2 e \quad (4.6)$$

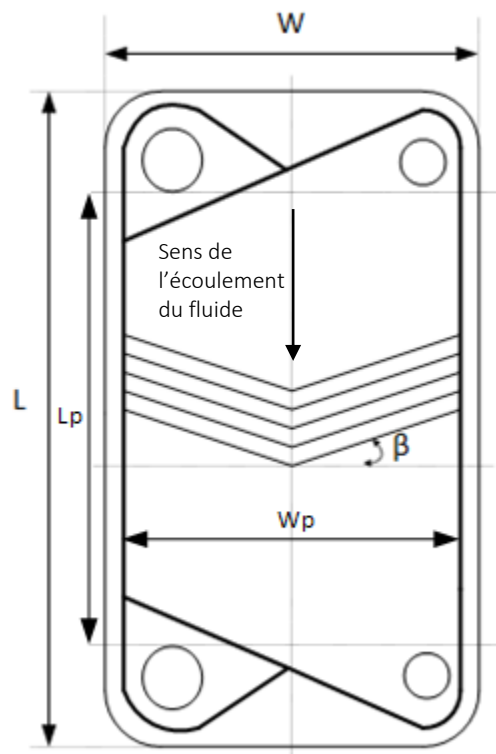


Figure 4.2: Schéma d'une plaque d'un échangeur à plaques

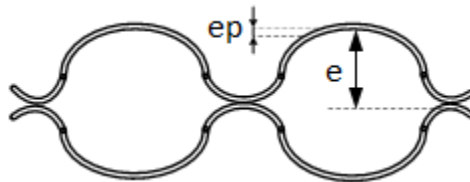


Figure 4.3: Schéma d'une coupe transversale de deux plaques adjacentes



Figure 4.4: Vue tridimensionnelle d'un échangeur à plaques

La Figure 4.4 du manufacturier SCINTEX. (s.d) montre une vue tridimensionnelle d'un échangeur à plaques et également le passage alterné des fluides entre les plaques.

La surface effective d'une plaque $A_{effective}$ annoncée par le manufacturier est de 0,052 m². Le facteur d'élargissement ϕ , qui permet de prendre en compte les corrugations qui font que la surface réelle d'échange thermique est plus grande que la surface projetée, n'est pas précisé. Il a été supposé qu'il vaut 1,5. Ce choix s'appuie sur des calculs qui seront expliqués dans la section 4.5.1. Ce facteur est calculé de la manière suivante :

$$A_{projetée} = L_p W_p \quad (4.7)$$

$$\phi = \frac{A_{effective}}{A_{projetée}} \quad (4.8)$$

Où :

$A_{projetée}$ représente la surface projetée de la plaque en supposant qu'elle est plate,

L_p est la longueur projetée, cette longueur est montrée dans la Figure 4.2,

W_p est la largeur projetée, cette largeur est montrée dans la Figure 4.2.

Dans la présente étude, le nombre de plaques dans l'évaporateur, NP_{evap} , est 36 et le nombre de plaques dans le condenseur, NP_{cond} , est 28. Ce nombre inclut les deux plaques aux extrémités de

l'échangeur. Des simulations préliminaires du modèle proposé indiquent que ces nombres des plaques permettent un fonctionnement adéquat pour l'ensemble des conditions observées.

Le nombre de passages de chaque fluide dans un échangeur est calculé ainsi :

$$Nbr_{passages} = \frac{NP - 2}{2} \quad (4.9)$$

L'angle chevron appelé également angle d'inclinaison β est l'un des paramètres les plus importants d'un échangeur à plaques. D'après Han, Lee et Kim, (2003), plus il est faible, plus le régime d'écoulement des fluides est turbulent et le coefficient de transfert thermique meilleur. Un petit angle induit à des passages qui sont étroits, créant des changements plus abrupts de la vitesse et de la direction du flux, et augmentant ainsi la longueur et le temps de contact effectif. Généralement celui-ci mesure entre 28° et 60°.

L'espacement entre les plaques est également un paramètre très important. Plus cet espacement est petit, plus il favorise l'échange thermique entre les deux fluides. Il varie généralement entre 2 et 5 mm.

D'autres paramètres tels que le nombre de plaques, qui influence le nombre des passages du fluide, l'épaisseur des plaques, le matériau les constituant et la conductivité thermique du matériau influencent moins les performances de l'échangeur mais demeurent néanmoins des paramètres importants.

Enfin, le troisième paramètre le plus important est le facteur d'agrandissement, plus il est grand plus la surface d'échange réelle est grande et permet un meilleur échange.

La modélisation d'un échangeur de chaleur permet de calculer le coefficient d'échange thermique global. Ce coefficient est important dans la prédiction de la capacité de l'échangeur. Au début de cette étude, la méthode epsilon-NTU, a été adoptée. Le lecteur est référé au livre de Bergman, Incropera, DeWitt et Lavine (2011) pour comprendre cette méthode et son application. Cependant, cette méthode permet seulement de donner une estimation globale du coefficient et ne permet pas de distinguer et de décrire les phénomènes qui se déroulent dans les différentes parties d'un échangeur. Pour cette raison, il a été nécessaire de faire une modélisation plus fine de l'évaporateur et du condenseur en tenant compte des portions de l'échangeur où l'écoulement est diphasique ou monophasique.

Bien que la fabrication des échangeurs à plaques ait commencé dans les années 70, les manufacturiers offrent peu de méthodes de calcul documentées permettant de prédire l'évolution des coefficients de transfert thermique dans le condenseur et dans l'évaporateur. Jusqu'à présent, la question concernant les corrélations les plus appropriées à utiliser demeure ouverte. Un travail de recensement des principales corrélations a été fait afin d'en choisir les plus appropriées. Cette revue est présentée aux paragraphes suivants.

La modélisation des échangeurs repose donc sur des corrélations qui permettent de calculer les coefficients de transfert de chaleur relatifs à chaque phase de transformation du réfrigérant et de l'eau. Dans l'évaporateur, le réfrigérant subit une évaporation puis une surchauffe. Dans le condenseur, ce dernier passe par une désurchauffe, puis une condensation et enfin un sous-refroidissement. La Figure 4.5 montre les corrélations utilisées dans le présent travail pour le calcul des coefficients de transfert thermique des fluides dans chaque portion des échangeurs.

Quand le réfrigérant est en phase liquide ou gazeuse, c'est-à-dire dans un état monophasique, le coefficient de transfert de chaleur est prédit par la corrélation de Wanniarachchi, Ratman, Tilton, et Dutta-Roy (1995). Quand il s'évapore, c'est la corrélation de Cooper (1984) qui est employée et quand il se condense, la corrélation de Yan, Lio et Lin (1998) est utilisée. Le fluide secondaire quant à lui est toujours sous forme de phase liquide, le coefficient de transfert de chaleur est alors évalué grâce à la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995).

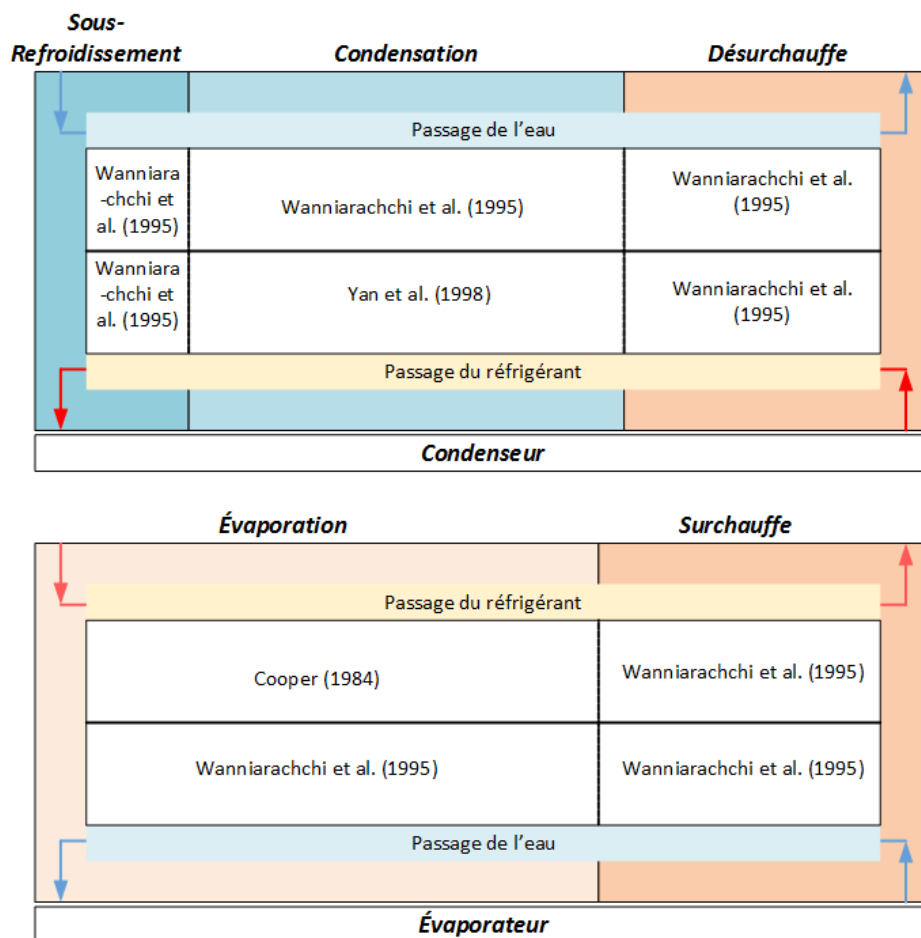


Figure 4.5: Corrélations utilisées pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur de chaque fluide dans chaque portion des échangeurs

4.4.2.2 Coefficient de transfert thermique du réfrigérant R-134a à l'évaporation

L'évaporation dans les échangeurs à plaques est un phénomène constitué d'une évaporation convective et d'une évaporation nucléée. Cooper (1984) a pu prouver en 1984 grâce à des expériences de type *pool boiling* que pour calculer le transfert de chaleur dans un évaporateur, il fallait uniquement tenir compte de l'évaporation nucléée. Huang, Sheer, et Bailey-McEwan (2011) appuient ce constat. Ils expliquent qu'à l'instar des échangeurs tubulaires, le débit du réfrigérant dans les échangeurs à plaques n'est pas significatif. Par conséquent, l'évaporation convective peut être négligée. Cooper (1984) a également constaté que le flux de chaleur généré par l'évaporation du réfrigérant est le paramètre qui influence le plus le transfert de chaleur. Ceci prouve la

dominance de l'évaporation nucléée. Cooper (1984) a traduit ce phénomène par l'équation suivante :

$$h_{ref} = 55 \left(\frac{\dot{q}}{A} \right)^{0.67} P_r^{0,12-0,2 \log R_p} (-\log P_r)^{-55} M^{-0.5} \quad (4.10)$$

où :

h_{ref} est le coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$],

$\frac{\dot{q}}{A}$ est le taux de transfert de chaleur par unité de surface [W m^{-2}],

P_r est la pression réduite, i.e. le rapport entre la pression d'évaporation et la pression critique du réfrigérant,

R_p est la rugosité du matériau de la plaque [μm]. Selon Cooper (1984), celle-ci peut prendre la valeur de 1 si elle n'est pas connue. Ne pas confondre cette valeur avec le rapport de pression.

M est la masse moléculaire du réfrigérant [kg kmol^{-1}],

Le nombre 55 est un facteur dépendant du matériau, il correspond à des plaques en cuivre dans ce cas-ci.

Plusieurs chercheurs qui recommandent l'utilisation de l'équation de Cooper (1984) s'accordent à dire que celle-ci donne une prédiction fiable du coefficient de transfert de chaleur pour plusieurs réfrigérants aux flux de chaleur inférieurs à $100 \text{ kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$. La Figure 4.6 présente une reproduction d'une figure parue dans l'article de Huang, Sheer, et Bailey-McEwan (2011). Celle-ci montre que pour le réfrigérant R-507a testé avec 3 échangeurs ayant 3 angles chevron différents, l'équation de Cooper (1984) se rapproche des points obtenus suite aux études expérimentales. Ces points ont été générés en faisant varier le titre du réfrigérant à la fin de l'évaporation, x_{out} , le flux massique, G , la température de saturation, T_{sat} , et le flux de chaleur, \dot{q}/A . L'équation de Cooper (1984) quant à elle a été dessinée pour une seule pression d'évaporation qui est approximativement la moyenne de la pression minimale et la pression maximale utilisées durant les études expérimentales.

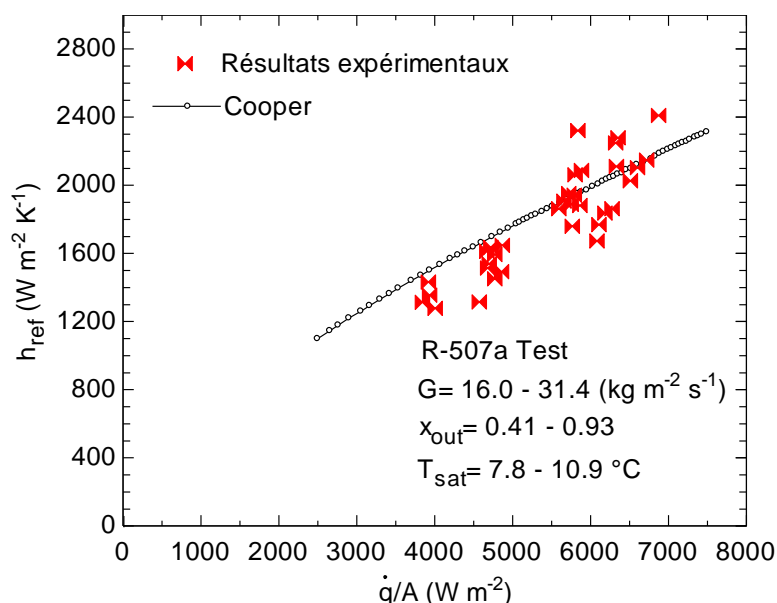


Figure 4.6: Évolution du coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant R-507a en fonction du flux de chaleur

Pour certains réfrigérants comme le R-134a, l'équation de Cooper (1984) sous-estime ou surestime le coefficient de transfert de chaleur. Quelques chercheurs comme Claesson et Palm (2006) et Huang, Sheer, et Bailey-McEwan (2011) ont proposé des facteurs correctifs. Pour le R-134a, il a été constaté que le facteur 1,5 proposé par Claesson et Palm permettait de mieux prédire l'évolution du coefficient de transfert de chaleur. Comme illustré dans la Figure 4.7 qui est reproduite de l'article de Huang, Sheer, et Bailey-McEwan (2011), la courbe de Cooper modifiée, c'est-à-dire multipliée par le facteur 1,5 se rapproche plus des points obtenus par les études expérimentales. L'équation de Cooper modifiée a donc été utilisée dans cette étude pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant R-134a à l'évaporation.

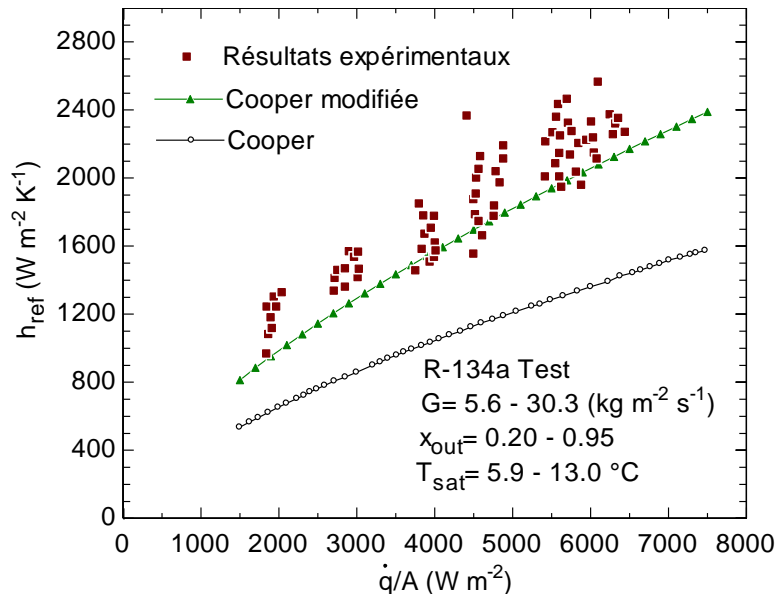


Figure 4.7: Évolution du coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant R-134a en fonction du flux de chaleur

4.4.2.3 Coefficient de transfert thermique d'un fluide à l'état monophasique

Quelques chercheurs ont proposé des corrélations qui permettent de prédire le coefficient de transfert de chaleur dans un échangeur à plaques pour un fluide monophasique. L'une des corrélations qui s'est distinguée par sa simplicité et surtout sa validité d'utilisation dans les trois régimes d'écoulement est la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995). Celle-ci a été développée suite à des études expérimentales faites avec des échangeurs à plaques ayant différents angles chevron variant entre 28° et 67° et un nombre de Reynolds variant jusqu'à 10 000. Pour tout angle inférieur à 28°, il est recommandé d'utiliser un angle de 28°. La corrélation présentée par Wanniarachchi et al. (1995) permet de calculer le nombre j_{Nu} qui est utilisé pour calculer le nombre de Nusselt Nu comme suit :

$$j_{Nu} = (j_{Nu,l}^3 + j_{Nu,t}^3)^{1/3} \quad (4.11)$$

$$j_{Nu,l} = 3,65 Re^{0,339} \beta^{-0,455} \quad (4.12)$$

$$j_{Nu,t} = 12,6 Re^{(0,646+0,00111\beta)} \beta^{-1,142} \quad (4.13)$$

$$j_{Nu} = Nu \left(\frac{\mu_{ref}}{\mu_{ref, wall}} \right)^{-0,17} Pr^{-\frac{1}{3}} \quad (4.14)$$

$$Nu = \frac{h_{ref} D_{eq}}{K}$$

où :

j_{Nu} est le nombre adimensionnel de Wanniarachchi,

$j_{Nu,l}$ est le nombre adimensionnel de Wanniarachchi en régime laminaire,

$j_{Nu,t}$ est le nombre adimensionnel de Wanniarachchi en régime turbulent,

Re est le nombre de Reynolds, ce nombre permet de caractériser le régime d'écoulement du fluide,

β est l'angle chevron calculé à partir de l'horizontale [°],

μ est la viscosité du fluide [$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$],

Pr est le nombre de Prandtl,

k est la conductivité thermique du fluide [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$].

Une comparaison entre les corrélations présentées dans la littérature a permis de constater que la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995) donnait des résultats qui prédisent bien le coefficient de transfert thermique. Kim & Park (2017) ont présenté une corrélation à partir d'études expérimentales faites sur deux plaques ayant toutes les deux un angle chevron β qui vaut 25° et un facteur d'élargissement ϕ qui vaut respectivement 1,166 et 1,221. La corrélation a une erreur relative de l'ordre de 2 % par rapport aux résultats expérimentaux. Ils ont également présenté la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995) modifiée, à laquelle ils ont ajouté le facteur ϕ .

Comme le montre la Figure 4.8 suivante, pour un nombre de Reynolds variant jusqu'à 2000 les résultats de la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995) se rapprochent des résultats de la corrélation de Kim & Park (2017). La moyenne de la déviation entre les résultats des deux corrélations vaut respectivement -8 % pour la plaque avec $\phi = 1,166$ et -15 % pour la plaque avec $\phi = 1,221$. Il est également intéressant de constater que la modification de l'équation de Wanniarachchi et al. (1995) n'a presque pas d'impact sur le nombre de Nusselt.

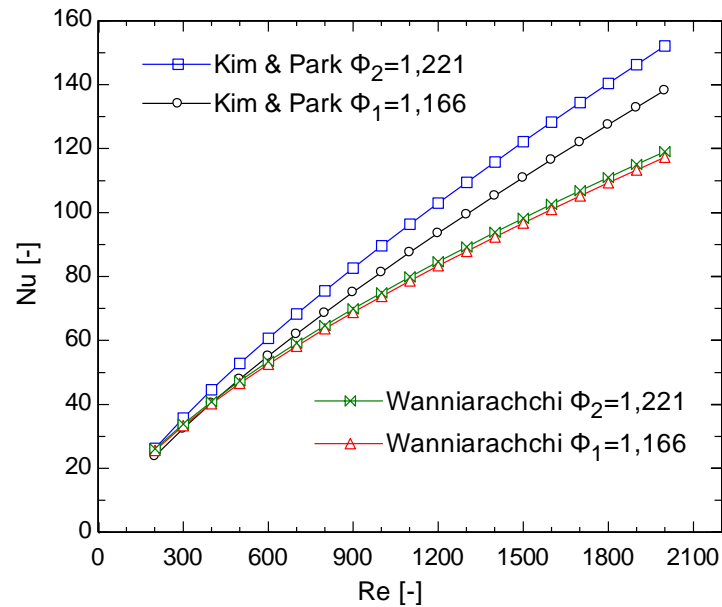


Figure 4.8: Évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds selon la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995) et la corrélation de Kim & Park (2017)

Une autre comparaison a été effectuée avec deux autres corrélations présentées dans la littérature qui sont celles de Kim (1999) et de Chisholm & Wanniarachchi (1990) pour un angle chevron β qui vaut 60° et qui est l'angle de corrugation choisi pour les échangeurs à plaques utilisés dans la présente étude. La Figure 4.9 montre que les résultats de la corrélation de Wanniarachchi et al. (1995) se rapprochent des résultats des autres corrélations.

La corrélation de Wanniarachchi et al. (1995) a été finalement choisie pour calculer le coefficient de transfert de chaleur pour chaque fluide à l'état monophasique car elle est polyvalente dans les trois régimes d'écoulement et donne une bonne prédiction du coefficient de transfert de chaleur.

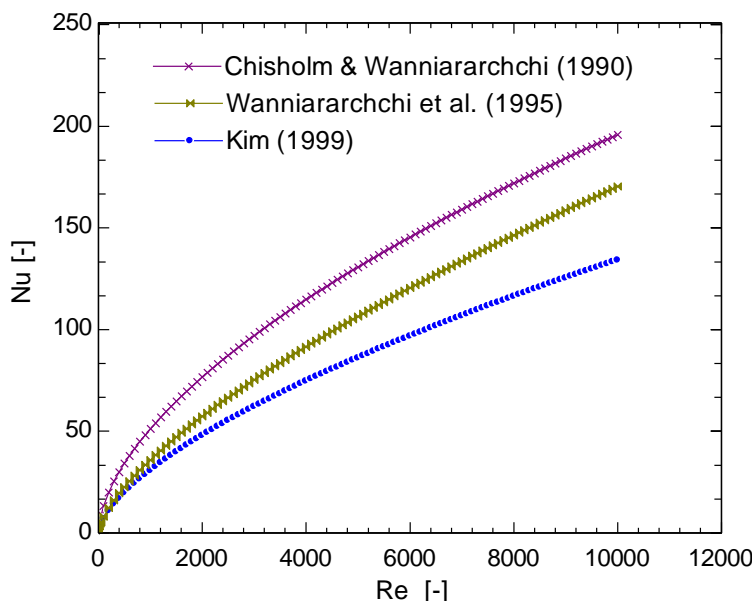


Figure 4.9: Évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds selon les corrélations de la corrélation de Chisholm & Wanniarachchi (1990), Wanniarachchi et al. (1995) et Kim (1999)

4.4.2.4 Coefficient de transfert thermique du réfrigérant R-134a à la condensation

La plupart des corrélations proposées dans la littérature qui permettent de calculer le coefficient de transfert de chaleur pendant la condensation ont été générées suite à des études expérimentales faites sur un ou deux réfrigérants. Les paramètres influençant l'évolution du coefficient de transfert de chaleur peuvent différer d'un réfrigérant à un autre. Contrairement à l'équation de Cooper (1984) au niveau de l'évaporation qui est valable pour plusieurs réfrigérants, il n'existe aucune corrélation jusqu'à présent au niveau de la condensation qui fait l'unanimité auprès des chercheurs et qui pourrait bien prédire l'évolution du coefficient de transfert thermique pour un bon nombre de réfrigérants en mode condensation.

La corrélation de Kuo, Lie, Hsieh, et Lin (2005) a été développée pour le réfrigérant R-410A. Il a été constaté que le coefficient de transfert thermique pour ce réfrigérant était très influencé par le débit du réfrigérant et le flux de chaleur au niveau de la condensation. Yan et al. (1998), quant à eux, ont étudié l'évolution du coefficient de transfert thermique pour le R-134a dans un échangeur à plaques ayant un angle chevron qui vaut 60°. Ils ont investigué l'influence du flux massique, du flux de chaleur et du titre moyen de condensation du réfrigérant. Le titre moyen représente la moyenne entre les titres à l'entrée et à la sortie du condenseur. Ils ont déduit que la corrélation

pour ce réfrigérant ne devait pas tenir compte du flux de chaleur car l'influence de ce paramètre était négligeable devant les deux autres paramètres. Ils ont ensuite validé les résultats obtenus par l'application de la corrélation avec des résultats issus d'études expérimentales. La Figure 4.10 est une figure modifiée de Yan et al. (1998). Elle illustre la divergence des résultats obtenus par la corrélation de Kuo et al. (2005) par rapport aux résultats expérimentaux qui ont été obtenus par Yan et al. (1998). La figure montre également que les résultats prédits selon la corrélation de Yan et al. (1998) se rapprochent des résultats expérimentaux.

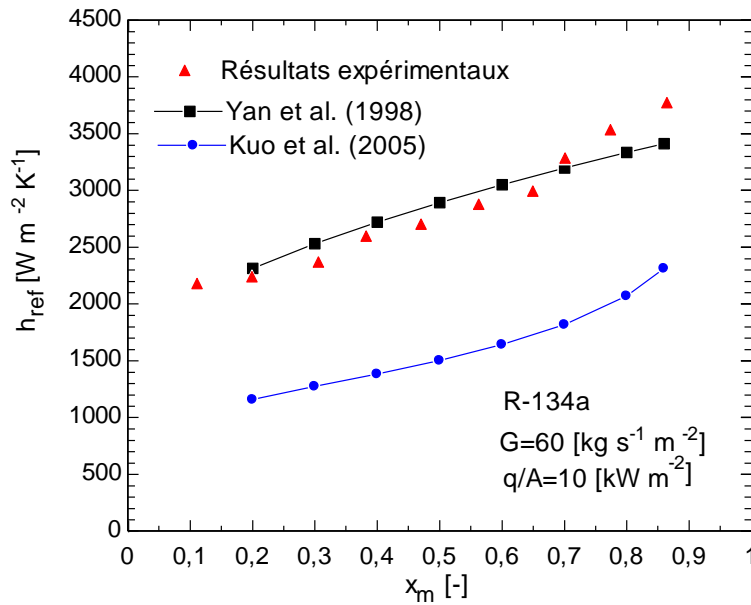


Figure 4.10: Évolution du coefficient de transfert de chaleur en condensation en fonction du titre moyen selon la corrélation de Kuo et al. (2005) et Yan et al. (1998)

La corrélation développée par Yan et al. (1998) est la suivante :

$$G_{eq} = G \left[1 - x_m + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (4.15)$$

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{N b r_{passage} W e} \quad (4.16)$$

$$R_{eq} = \frac{G_{eq} D_{eq}}{\mu_l} \quad (4.17)$$

$$Nu = 4,11 R_{eq}^{0,4} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.18)$$

$$Nu = \frac{h_{ref} D_{eq}}{k_l} \quad (4.19)$$

où:

G est le débit massique du réfrigérant par unité de surface [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$],

x_m est le titre moyen du réfrigérant,

ρ est la densité du réfrigérant [kg m^{-3}],

k est la conductivité thermique [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$].

Les deux figures suivantes sont reproduites de l'article de Yan et al. (1998). Elles montrent la concordance de la corrélation des chercheurs avec les résultats des tests expérimentaux qu'ils ont menés.

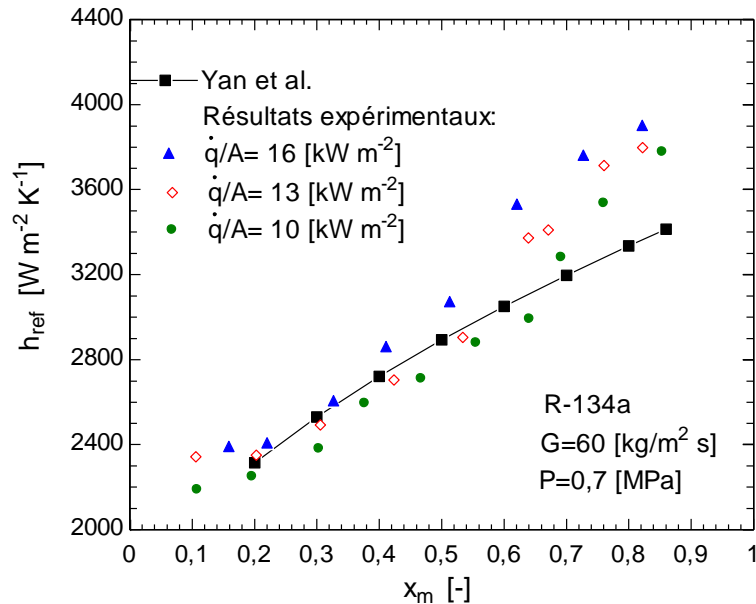


Figure 4.11: Variation du coefficient de transfert de chaleur pour différents flux de chaleur en fonction du titre moyen

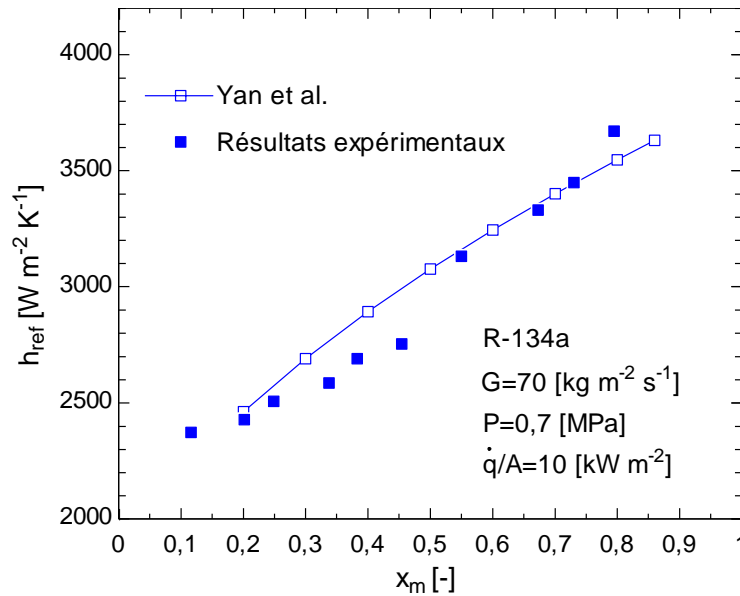


Figure 4.12: Variation du coefficient de transfert de chaleur en fonction du titre moyen du réfrigérant

À la suite de ces constats, il a été décidé d'utiliser la corrélation de Yan et al. (1998) pour calculer le coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant R-134a à la condensation.

4.4.3 Transfert de chaleur global à l'évaporateur et au condenseur

4.4.3.1 Coefficient de transfert de chaleur global

Le coefficient de transfert thermique global noté U , exprimé en $kW m^{-2} ^\circ C^{-1}$ permet de déterminer le transfert thermique entre deux fluides, par unité de surface pour une différence de température de $1 ^\circ C$. Il est calculé à chaque phase de transformation du réfrigérant dans les échangeurs et est calculé selon la formule suivante :

$$U_{phase} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ref,phase}} + R_{enc,ref} + \frac{ep}{\lambda} + \frac{1}{h_{fluide\ secondaire,phase}} + R_{enc,fluide\ secondaire}} \quad (4.20)$$

Où $h_{ref,phase}$ est le coefficient de transfert thermique du réfrigérant exprimé en $kW m^{-2} ^\circ C^{-1}$ et $h_{fluide\ secondaire,phase}$ est le coefficient de transfert thermique du fluide secondaire qui peut être soit de l'eau ou de l'eau glycolée, également exprimé en $kW m^{-2} ^\circ C^{-1}$. Les résistances thermiques d'encrassement $R_{enc,ref}$ et $R_{enc,fluide\ secondaire}$ qui sont liées au dépôt d'impureté, causés par le

passage des fluides sur la surface de la plaque, sont prises en compte dans le calcul du coefficient d'échange thermique global. Elles sont exprimées en $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C kW}^{-1}$. La résistance thermique dans la plaque s'exprime par le rapport entre l'épaisseur de la plaque ep et sa conductivité thermique λ .

4.4.3.2 Évaporateur

La capacité de l'évaporateur est calculée en additionnant la capacité à l'évaporation $\dot{q}_{\text{évaporation}}$ et à la surchauffe $\dot{q}_{\text{surchauffe}}$. Ces deux phénomènes prennent place dans deux parties différentes de l'échangeur. Une surface d'évaporation $A_{\text{évaporation}}$ dans laquelle le réfrigérant s'évapore jusqu'à devenir complètement à l'état gazeux, est distinguée de la surface de surchauffe $A_{\text{surchauffe}}$ dans laquelle le réfrigérant est sous forme de vapeur surchauffée. La surface de l'échangeur $A_{\text{évaporateur}}$ est la somme de ces deux surfaces. Les différences de température $\Delta T_{\text{Ln surchauffe}}$ et $\Delta T_{\text{Ln évaporation}}$ entre le réfrigérant et le fluide secondaire, permettent d'évaluer l'échange thermique entre les deux fluides. La capacité de l'évaporateur est donnée par les équations suivantes :

$$\dot{q}_{\text{surchauffe}} = U_{\text{surchauffe}} A_{\text{surchauffe}} \Delta T_{\text{Ln surchauffe}} \quad (4.21)$$

$$\Delta T_{\text{Ln surchauffe}} = \frac{(T_{\text{in,eau évap}} - T_{\text{ref}}[1]) - (T_{\text{eau,surchauffe}} - T_{\text{ref,x}}[1])}{\ln \frac{T_{\text{in,eau évap}} - T_{\text{ref}}[1]}{T_{\text{eau,surchauffe}} - T_{\text{ref,x}}[1]}} \quad (4.22)$$

$$\dot{q}_{\text{évaporation}} = U_{\text{évaporation}} A_{\text{évaporation}} \Delta T_{\text{Ln évaporation}} \quad (4.23)$$

$$\Delta T_{\text{Ln évaporation}} = \frac{(T_{\text{eau,surchauffe}} - T_{\text{ref,x}}[1]) - (T_{\text{out,eau évap}} - T_{\text{ref}}[4])}{\ln \frac{T_{\text{eau,surchauffe}} - T_{\text{ref,x}}[1]}{T_{\text{out,eau évap}} - T_{\text{ref}}[4]}} \quad (4.24)$$

$$\dot{q}_e = \dot{q}_{\text{surchauffe}} + \dot{q}_{\text{évaporation}} \quad (4.25)$$

$$A_{\text{évaporateur}} = A_{\text{évaporation}} + A_{\text{surchauffe}} \quad (4.26)$$

En se référant à la Figure 4.1 et à la Figure 3.3, les différents termes de ces équations sont :

$T_{\text{in,eau évap}}$ est la température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur,

$T_{\text{out,eau évap}}$ est la température du fluide secondaire à la sortie de l'évaporateur,

$T_{eau,surchauffe}$ est la température du fluide secondaire à la sortie de la portion surchauffe de l'évaporateur,

$T_{ref,x}[1]$ est la température d'évaporation du réfrigérant,

$T_{ref}[1]$ est la température du réfrigérant à la l'entrée du compresseur.

4.4.3.3 Condenseur

De la même manière qu'à l'évaporateur, les phases de transformation du réfrigérant dans le condenseur sont distinguées. La phase de désurchauffe se produit dans une portion de l'échangeur $A_{désurchauffe}$, dans laquelle le flux de chaleur $\dot{q}_{désurchauffe}$ est déterminé. La différence de température entre le réfrigérant et le fluide secondaire à la désurchauffe est évaluée en calculant $\Delta T_{Ln\ désurchauffe}$. La condensation du réfrigérant est la phase qui requiert le plus de surface d'échange $A_{condensation}$ et est relatif à un flux de chaleur $\dot{q}_{condensation}$. La phase de sous-refroidissement est la dernière transformation par laquelle passe le réfrigérant dans le condenseur. Elle se déroule dans la surface d'échange restante de l'échangeur $A_{sous\ refroidissement}$ où le flux de chaleur $\dot{q}_{sous\ refroidissement}$ est généré. Les différences de température entre les fluides à la condensation et au sous-refroidissement sont notées respectivement $\Delta T_{Ln\ condensation}$ et $\Delta T_{Ln\ sous\ refroidissement}$. La capacité du condenseur est donnée par les équations suivantes :

$$\dot{q}_{désurchauffe} = U_{désurchauffe} A_{désurchauffe} \Delta T_{Ln\ désurchauffe} \quad (4.27)$$

$$\Delta T_{Ln\ désurchauffe} = \frac{(T_{ref,x}[2] - T_{eau,désurchauffe}) - (T_{ref}[2] - T_{out,eau\ cond})}{\ln \frac{T_{ref,x}[2] - T_{eau,désurchauffe}}{T_{ref}[2] - T_{out,eau\ cond}}} \quad (4.28)$$

$$\dot{q}_{condensation} = U_{condensation} A_{condensation} \Delta T_{Ln\ condensation} \quad (4.29)$$

$$\Delta T_{Ln\ condensation} = \frac{T_{eau,désurchauffe} - T_{eau,sous\ refroidissement}}{\ln \frac{T_{ref,x}[3] - T_{eau,sous\ refroidissement}}{T_{ref,x}[2] - T_{eau,désurchauffe}}} \quad (4.30)$$

$$\dot{q}_{sous\ refroidissement} = U_{sous\ refroidissement} A_{sous\ refroidissement} \Delta T_{Ln\ sous\ refroidissement} \quad (4.31)$$

$$\Delta T_{Ln \text{ sous refroidissement}} = \frac{(T_{ref,x[3]} - T_{eau,sous refroidissement}) - (T_{ref}[3] - T_{in,eau cond})}{\ln \frac{T_{ref,x[3]} - T_{eau,sous refroidissement}}{T_{ref}[3] - T_{in,eau cond}}} \quad (4.32)$$

$$\dot{q}_c = \dot{q}_{désurchauffe} + \dot{q}_{condensation} + \dot{q}_{sous refroidissement} \quad (4.33)$$

$$A_{condenseur} = A_{désurchauffe} + A_{condensation} + A_{sous-refroidissement} \quad (4.34)$$

En se référant à la Figure 4.1 et à la Figure 3.3, les différents termes de ces équations sont :

$T_{in,eau cond}$ est la température du fluide secondaire à l'entrée du condenseur,

$T_{ou,eau cond}$ est la température du fluide secondaire à la sortie du condenseur,

$T_{eau,désurchauffe}$ est la température du fluide secondaire à l'entrée de la portion désurchauffe du condenseur,

$T_{eau,sous refroidissement}$ est la température du fluide secondaire à la sortie de la portion sous-refroidissement du condenseur,

$T_{ref}[2]$ est la température du réfrigérant à l'entrée du compresseur,

$T_{ref,x[2]}$ est la température du réfrigérant à la sortie de la portion désurchauffe du condenseur (aussi égale à la température de condensation pour un réfrigérant azéotrope),

$T_{ref,x[3]}$ est la température du réfrigérant à la sortie de la portion condensation du condenseur (aussi égale à la température de condensation pour un réfrigérant azéotrope).

$T_{ref}[3]$ est la température du réfrigérant à la sortie du condenseur.

4.4.4 Modélisation des compresseurs

Comme c'est généralement le cas pour les pompes à chaleur de type résidentiel à faible capacité, la pompe à chaleur modélisée dans ce travail est composée de compresseurs à volute (*scroll*). Le compresseur scroll est un compresseur à déplacement positif qui appartient à la famille des compresseurs rotatifs. Il est composé de deux spirales, l'une fixe et l'autre mobile. La spirale mobile s'éloigne de la spirale fixe en premier lieu afin de permettre au compresseur d'aspirer le

réfrigérant dans la chambre d'aspiration qui se trouve entre ses deux spirales. Elle se rapproche ensuite de la spirale fixe, en faisant un mouvement orbital afin de comprimer le réfrigérant qui est refoulé par un orifice se trouvant au centre des deux spirales. La Figure 4.13 de Guźda et Szmolke (2016) montre les composants du compresseur scroll et son principe de fonctionnement.

Les avantages de ce compresseur sont nombreux, parmi eux sa petite taille, son faible niveau sonore, la simplicité de ses composants qui ne nécessitent pas d'entretien et surtout sa capacité à tolérer la présence de liquide entre ses spirales sans que ceci ne cause sa destruction fatale.

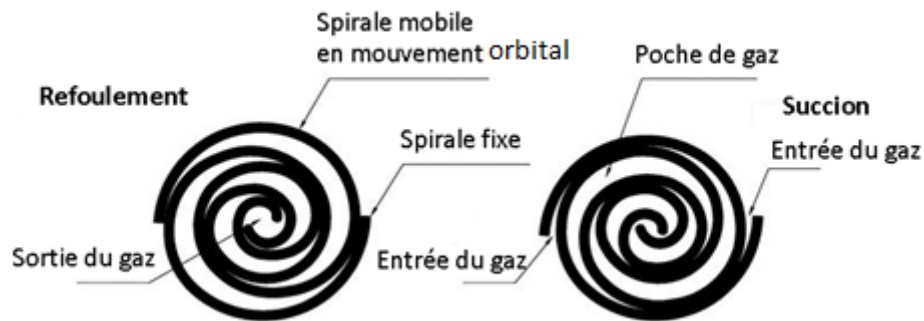


Figure 4.13: Principe de fonctionnement d'un compresseur scroll

Deux approches de modélisation des compresseurs ont été étudiées. La première repose sur deux équations caractéristiques qui permettent de calculer les rendements isentropique et volumétrique en fonction du rapport de pression qui s'établit dans la pompe à chaleur. Le rendement isentropique, $\eta_{isentropique}$ permet de déduire la puissance du compresseur et le rendement volumétrique, $\eta_{volumétrique}$ permet de calculer le débit du réfrigérant, \dot{m}_{ref} comme le montre les équations (4.35) et (4.36).

$$W_{net} = \frac{W_{isentropique}}{\eta_{isentropique}} \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_{ref} = \eta_{volumétrique} V_{bal} \rho_{asp} N \quad (4.36)$$

Cette approche a été utilisée pour le développement d'un premier modèle de la PAC multi-compresseurs puis elle a été remplacée par la méthode décrite dans la norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015.

4.4.4.1 La norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015

La norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015 présente une méthode de calcul qui permet de déterminer les données de performance d'un compresseur pour une enveloppe opérationnelle. Cette norme s'applique aux compresseurs de fluide frigorigène à déplacement positif. Les caractéristiques nominales annoncées sont la puissance du compresseur exprimée en W, le débit massique du réfrigérant en lbm h^{-1} ou en kg s^{-1} et la puissance frigorifique en Btu h^{-1} ou en W. Ces données se présentent sous la forme d'une équation polynomiale du troisième ordre à 10 coefficients :

$$X = C_0 + C_1 T_s + C_2 T_D + C_3 T_s^2 + C_4 T_s T_D + C_5 T_D^2 + C_6 T_s^3 + C_7 T_D T_s^2 + C_8 T_s T_D^2 + C_9 T_D^3 \quad (4.37)$$

où :

C_0 à C_{10} sont les coefficients de régression,

T_s est la température du point de rosée à l'aspiration, en amont du compresseur [$^{\circ}\text{C}$],

T_D est la température du point de rosée de refoulement, en aval du compresseur [$^{\circ}\text{C}$],

X est la caractéristique calculée,

Dans cette étude les caractéristiques calculées sont la puissance du compresseur W_{net} et le débit du réfrigérant \dot{m}_{ref} .

Il est à noter que les températures de condensation et d'évaporation doivent être comprises dans l'enveloppe de fonctionnement du compresseur qui est annoncée par le fabricant. Si ces températures se retrouvent en dehors des limites, les équations à 10 coefficients ne sont plus valables. Dans le modèle proposé, des fonctions de vérification s'assurent que la pompe à chaleur opère à l'intérieur de l'enveloppe annoncée par le fabricant.

La norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015 indique que les coefficients sont calculés sur la base des données mesurées fournies par les fabricants. Les conditions de génération de ces données tels que la surchauffe ou la température du gaz de retour à l'aspiration et le sous-refroidissement

doivent être spécifiées et appliquées à l'ensemble du tableau de performance publié. Dans le cas des thermopompes, les données sont générées pour une surchauffe qui vaut 11 K et un sous-refroidissement qui vaut 0 K. Les coefficients sont trouvés en utilisant la méthode des moindres carrés.

Les tableaux de performance des compresseurs sont généralement exprimés en termes de température d'aspiration saturée et de refoulement saturée. Ces deux températures sont définies différemment pour un mélange azéotrope et un mélange zéotrope. Un mélange azéotrope présente les propriétés physiques d'un corps pur. Il a la même composition de mélange à l'état gazeux et à l'état liquide. Il a la caractéristique de garder la même température d'ébullition pour une composition donnée dans la région du mélange liquide-vapeur, pour une pression donnée. Au contraire, quand un mélange zéotrope entre en ébullition, il a la propriété de ne pas avoir une température constante et de perdre sa composition fixe. Déterminer la température de rosée au refoulement T_D et la température du point de rosée d'aspiration T_S d'un mélange azéotropique est donc facile (voir Figure 4.14). Ainsi, la température de rosée de refoulement est la température de condensation $T_D = T_{cond}$ et la température de rosée d'aspiration est la température d'évaporation $T_S = T_{evap}$.

En ce qui concerne les réfrigérants zéotropes, les deux températures saturées ne correspondent pas à la température d'évaporation et de condensation. Les lignes isothermes dans la région du mélange liquide-vapeur possèdent une pente. Ceci fait que pour une pression constante, la température d'évaporation et de condensation se trouvent entre la température du point de rosée et la température du point de bulle (*bubble point*). La température de condensation moyenne $T_{cond\ moyenne}$ et la température d'évaporation moyenne $T_{evap\ moyenne}$ sont utilisées à la place de la température d'évaporation et de condensation. La Figure 4.14 et la Figure 4.15 montrent la localisation des différents points sur le diagramme P-h pour un mélange azéotrope et un mélange zéotrope.

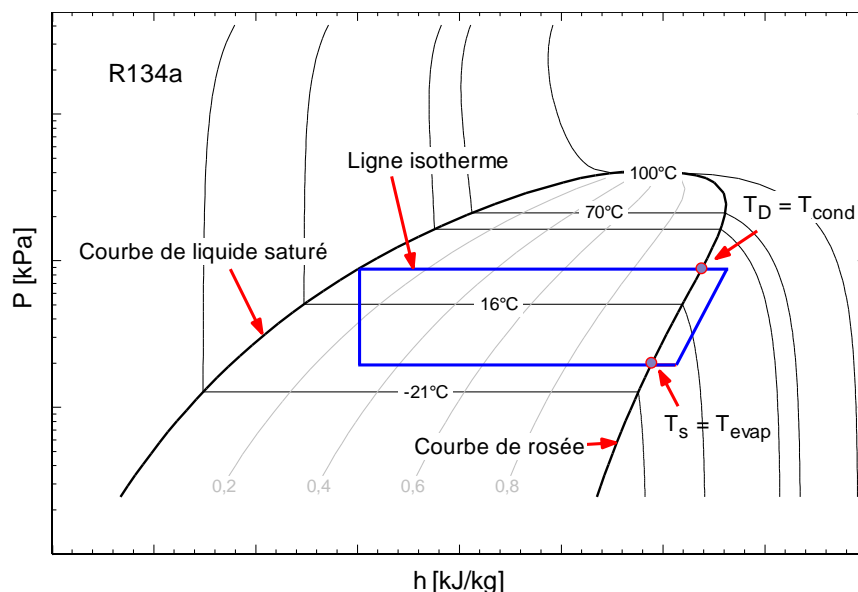


Figure 4.14: Évaporation et condensation d'un mélange azéotrope, le réfrigérant R-134a

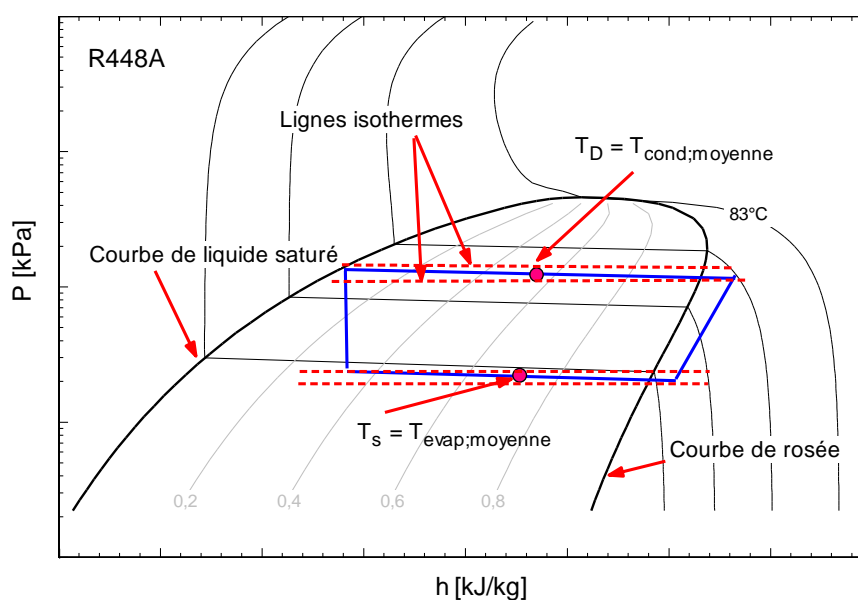


Figure 4.15: Évaporation et condensation d'un mélange zéotrope, le réfrigérant R-448a

4.4.4.2 Limites d'utilisation de la norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015

La norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015 s'avère être inadéquate pour décrire les performances pour d'autres conditions de fonctionnement à l'extérieur de l'enveloppe et pour les compresseurs à vitesse variable selon Vaughn et Michael (2012). En effet, sachant que l'équation à 10 coefficients est un modèle empirique, son extrapolation pour une enveloppe de fonctionnement différente de celle dictée par la norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015, peut ne pas donner des résultats précis

surtout en ce qui concerne le débit du réfrigérant. Un autre problème s'ajoutant à ce dernier est le fait que la norme ne mentionne aucune méthode pour ajuster les performances en fonction de la surchauffe réelle. Les coefficients sont généralement générés avec une surchauffe réglée à 11 K. Ceci s'explique par le processus long et coûteux de génération des tableaux de performance des compresseurs qui rend difficile l'obtention de données pour d'autres surchauffes. La norme dans sa version de 2015 propose une méthode pour corriger le débit massique pour diverses surchauffes en utilisant le changement de densité à l'aspiration. Elle indique également que la variation de surchauffe a un effet négligeable sur la puissance du compresseur W_{net} . La correction de débit massique est basée sur un article de Daribi et al. (1981) et Shen et al. (2009).

Toutefois, certains manufacturiers de compresseurs proposent des coefficients standards qui ont été générés avec la surchauffe et le sous refroidissement annoncés par la norme et des coefficients non-standards pour d'autres valeurs de la surchauffe et du sous refroidissement. Grâce aux applications offertes par ces manufacturiers, il est possible de spécifier la surchauffe et le sous-refroidissement désirés et ainsi obtenir les coefficients qui permettent de prédire les caractéristiques du compresseur. Il a été également constaté que les coefficients standards et non-standards de la puissance du compresseur permettaient d'avoir des résultats similaires et que les coefficients standards et non-standards du débit donnaient une différence de résultats non négligeable. Ainsi, des coefficients non-standards générés pour une surchauffe de 5 K ont été utilisées dans la présente étude pour calculer la puissance du compresseur et le débit du réfrigérant. Un exemple est montré dans le Tableau 4-1 suivant.

Tableau 4-1: Exemple d'un calcul de débit et de puissance selon les coefficients standards et non-standards

	Débit [lbm h ⁻¹]	Puissance [kW]
Annoncé par le manufacturier	329	2,19
Calculé selon les coefficients non- standards	328,4	2,19
Calculé selon les coefficients standards	323	2,19
Différence-selon les coefficients non-standards	-0,18 %	0,0 %
Différence-selon les coefficients standards	-1,82 %	0,0 %

4.4.5 Modélisation de la vanne d'expansion

La vanne d'expansion est un composant qui permet d'abaisser la pression du fluide frigorigène sortant du condenseur et regagnant l'évaporateur (points 3 et 4 sur la Figure 3.3) et de maintenir un certain degré de surchauffe à la sortie de l'évaporateur. La chute de pression engendre une baisse de la température du réfrigérant ce qui permet un échange thermique avec l'eau du puits géothermique. Cette action est isenthalpique et est modélisée par cette l'équation (4.38):

$$h_4 = h_3 \quad (4.38)$$

4.5 Vérification du modèle proposé

En l'absence de données expérimentales permettant de valider le modèle proposé complet, une vérification de la modélisation de chaque composant de la pompe à chaleur a été réalisée.

4.5.1 Estimation des coefficients thermiques globaux à l'évaporateur

Grâce aux corrélations décrites dans la section 4.4.2 et utilisées dans le modèle proposé, il a été possible de calculer les différents ΔT_{Ln} et les coefficients de transfert thermique globaux (U) à l'évaporation et à la surchauffe. Ensuite, les superficies de l'échangeur relatives à chaque phase de transformation ont été estimées. La capacité de l'échangeur calculée par le modèle est ensuite comparée aux capacités de quelques échangeurs à plaques de la marque BOWA Solution. Pour ce faire, la brochure du manufacturier Bowa Solution, (2016) a été utilisée. BOWA Solution propose 3 types d'échangeurs à plaques, les types D, H et X, qui diffèrent par l'angle de corrugation des deux faces de la plaque. Ces angles peuvent être grand (60 °) ou petit (28 °). Un tableau présente pour chaque modèle les dimensions de la plaque, son poids et sa surface effective. Les capacités de ces modèles sont présentées pour les évaporateurs et les condenseurs selon le réfrigérant utilisé. Dans le cas de cette étude, les capacités relatives au réfrigérant R-134a ont été choisies.

La performance de l'évaporateur est calculée pour les conditions figurant dans le Tableau 4-2 suivant :

Tableau 4-2: Conditions de calcul des capacités des évaporateurs BOWA Solution

Température d'évaporation du réfrigérant [°C]	2
Surchauffe [°C]	5
Température de condensation du réfrigérant [°C]	40
Sous-refroidissement [°C]	5
Température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur [°C]	12
Température du fluide secondaire à la sortie de l'évaporateur [°C]	7

Les informations recueillies dans la brochure du manufacturier ont permis d'introduire dans le modèle proposé, les dimensions et les caractéristiques de l'échangeur à plaques et les conditions d'opération à l'entrée et à la sortie des échangeurs.

Dans le Tableau 4-3 figure un exemple des caractéristiques d'un échangeur à plaques utilisé dans l'estimation des coefficients thermiques globaux à l'évaporateur est présenté.

Tableau 4-3:Caractéristiques d'un échangeur à plaques utilisé pour la vérification du modèle

Modèle	B3-23A-26
$Nbr_{passages}$	26
$A_{effective}[m^2]$	0,023
W [m]	0,073
L [m]	0,315
ep [m]	0,00024
e [m]	0,002
Matériaux de la plaque	cuivre

Le facteur d'agrandissement de surface n'est pas connu. Après plusieurs calculs en faisant varier la valeur de ϕ entre 1,1 et 1,5, il a été constaté que les meilleurs résultats sont obtenus pour une valeur de ϕ égale à 1,5.

La Figure 4.16 montre le fonctionnement du modèle. Pour calculer la capacité de l'évaporateur, il faut tout d'abord calculer les propriétés thermodynamiques des points 3, 4, x_1 et 1 du cycle

thermodynamique (ces points ont été précédemment définis dans la section 3.3). Ceci permet de calculer le débit du réfrigérant connaissant l'enthalpie aux points 1 et 4 et la capacité annoncée.

Le débit du fluide secondaire à l'évaporateur qui dans ce cas est de l'eau glycolée, est calculé connaissant la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. Grâce aux équations de bilan du côté du réfrigérant et du côté du fluide secondaire, la température de l'eau à la surchauffe est déterminée ainsi que les capacités d'évaporation et de surchauffe. Il est possible ensuite d'obtenir les différences de température ΔT_{Ln} entre le réfrigérant et le fluide secondaire aux deux phases. Les corrélations de Cooper (1984) et de Wanniarachchi et al. (1995), permettent de calculer le coefficient de transfert thermique global au niveau de l'évaporation et de la surchauffe. Les portions de surface de l'échangeur relatives à l'évaporation et à la surchauffe sont estimées et leur somme doit être égale à la surface de l'échangeur. Dans le cas où les coefficients de transfert thermique globaux calculés par le modèle sont plus élevés que les coefficients de transfert thermiques globaux réels de l'échangeur, la relation $\dot{q} = U A \Delta T_{Ln}$ sous-estime la superficie. Dans le cas contraire, les superficies sont surestimées et la relation $A_{\text{évaporateur}} = A_{\text{évaporation}} + A_{\text{surchauffe}}$ n'est pas respectée.

Le modèle représenté dans la Figure 4.16, tend seulement à vérifier que les corrélations de Cooper (1984) et de Wanniarachchi et al. (1995) prédisent les coefficients d'échange globaux qui seraient ceux des évaporateurs BOWA Solution. Cette approche représente une version modifiée du modèle proposé où les conditions thermodynamiques spécifiées par le manufacturier ont été imposées.

Le sens des flèches sur la figure indique qu'une propriété thermodynamique permet de déterminer une autre propriété grâce à une équation qui les lie. Les résultats générés par le modèle figurent en gras.

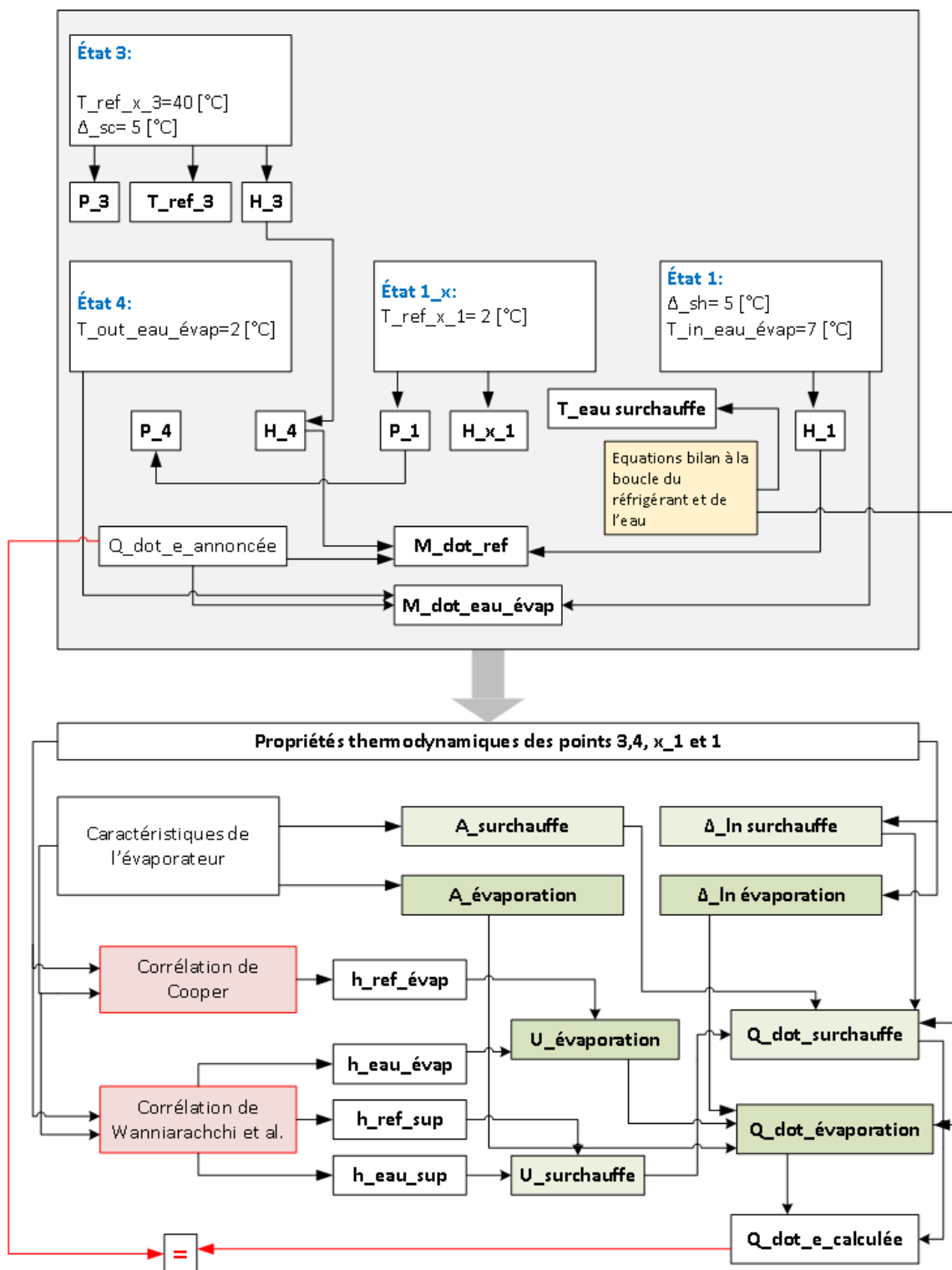


Figure 4.16: Modèle de vérification de la modélisation de l'évaporateur

Les résultats des calculs pour 4 évaporateurs BOWA Solution sont présentés dans le Tableau 4-4. Les caractéristiques de ces échangeurs sont données à l'Annexe B.

Tableau 4-4 : Comparaison entre la capacité calculée et la capacité annoncée de l'évaporateur

Modèle	Capacité calculée selon le modèle évaporateur [kW]	Capacité annoncée par le fabricant [kW]	Différence
B3-23A-28	2,5	2,5	0,0 %
B3-32A-48	10,0	10,0	0,0 %
B3-52A-48	16,7	17,5	-4,6 %
B3-52A-60	21,3	22,5	-5,3 %

La faible différence entre la capacité calculée et la capacité annoncée montre que les corrélations utilisées pour calculer les coefficients de transfert de chaleur du réfrigérant et du fluide secondaire dans l'évaporateur sont adéquates.

4.5.2 Estimation des coefficients de transfert thermique globaux au condenseur

La performance des condenseurs est calculée pour les conditions figurants dans le Tableau 4-5.

Tableau 4-5: Conditions de calcul des capacités des condenseurs BOWA Solution

Température du réfrigérant à la sortie du compresseur [°C]	90
Température de condensation du réfrigérant [°C]	50
Température du fluide secondaire à l'entrée du condenseur [°C]	40
Température du fluide secondaire à la sortie du condenseur [°C]	45

Il faut noter que le fabricant ne mentionne pas le sous-refroidissement au niveau du condenseur. La capacité annoncée englobe la désurchauffe du réfrigérant et sa condensation. Compte tenu de ceci, le sous-refroidissement a été fixé à 0°C dans la vérification du modèle du condenseur présenté. La Figure 4.17 représente un organigramme qui montre l'approche utilisée pour vérifier la modélisation du condenseur.

Comme le montre la Figure 4.17, il faut calculer les propriétés thermodynamiques des points 2, x_2 , et x_3 du cycle thermodynamique afin de calculer la capacité du condenseur. Ceci permet de calculer

le débit du réfrigérant connaissant l'enthalpie aux points 2 et x_3 et la capacité annoncée. Le débit du fluide secondaire est calculé connaissant la différence de température entre son entrée et sa sortie du condenseur. Grâce aux équations de bilan du côté du réfrigérant et du côté du fluide secondaire, la température de l'eau à la désurchauffe est évaluée. Connaissant les températures des fluides à chaque phase, les différences de température ΔT_{Ln} entre le réfrigérant et le fluide secondaire sont déterminées. Les capacités des deux phases sont calculées grâce aux équations de bilan. Les corrélations de Yan et al. (1998) et de Wanniarachchi et al. (1995), permettent de calculer le coefficient de transfert thermique des fluides au niveau de la désurchauffe et de la condensation. Les portions de surface de l'échangeur relatives à la désurchauffe et à la condensation sont estimées et leur somme doit être égale à la surface de l'échangeur. La même logique d'estimation des surfaces à l'évaporateur est appliquée dans ce modèle. Des coefficients de transfert de chaleurs importants ou faibles conduiraient à des surfaces surestimées ou sous-estimées.

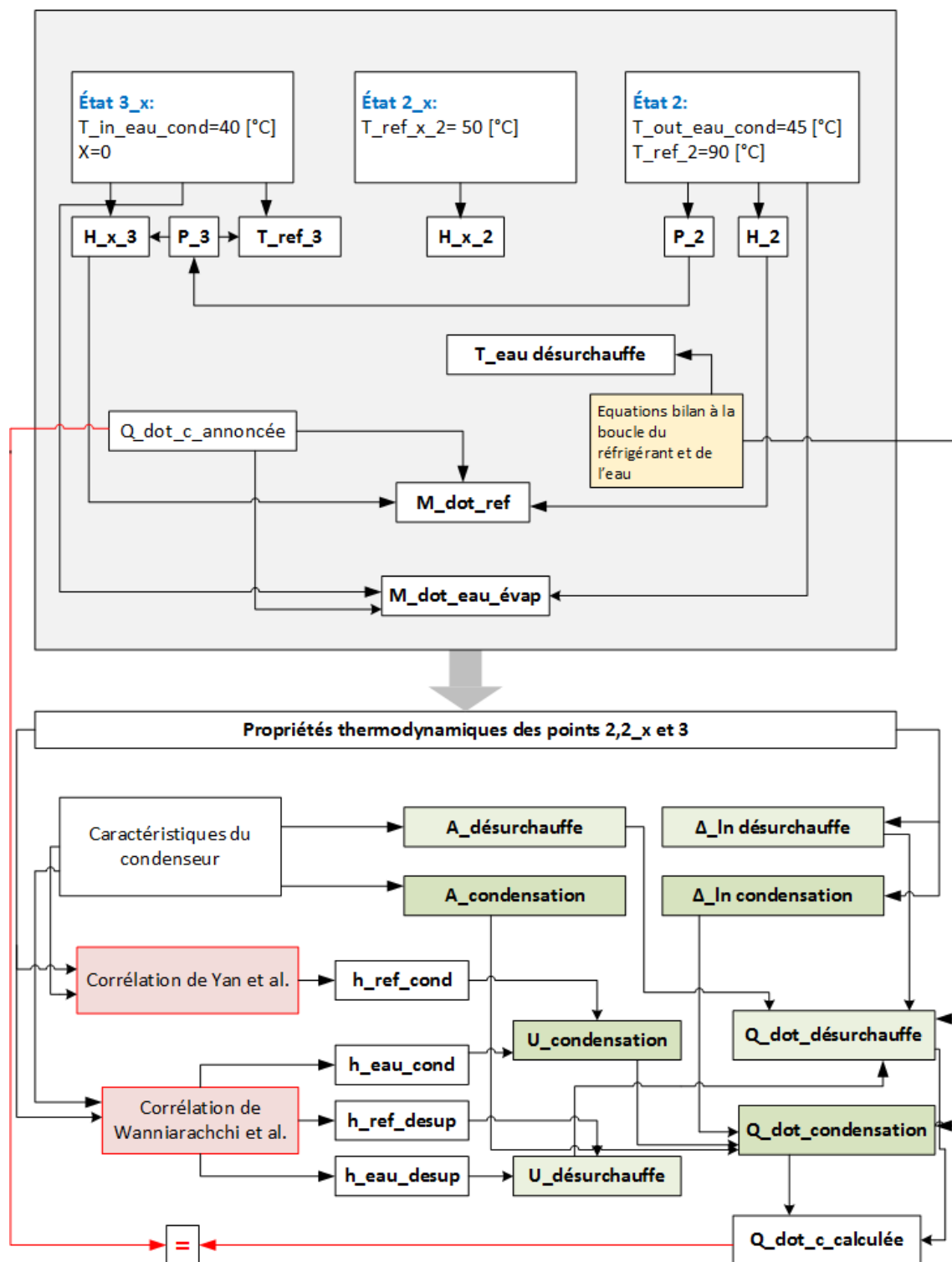


Figure 4.17 : Modèle de vérification de la modélisation du condenseur

Les résultats des calculs pour quatre condenseurs BOWA Solution sont présentés dans le Tableau 4-6. Les caractéristiques de ces échangeurs sont données à l'Annexe B.

Tableau 4-6: Comparaison entre la capacité calculée et la capacité annoncée du condenseur

Modèle	Capacité calculée selon le modèle condenseur [kW]	Capacité annoncée par le manufacturier [kW]	Différence
B3-23A-20	2,5	2,5	0,0 %
B3-32A-48	12,2	12,5	-2,4 %
B3-52A-34	14,9	15,0	-0,7 %
B3-95A-120	100,8	100,0	0,8 %

La différence négligeable entre les deux capacités montre que les corrélations employées permettent de prédire d'une manière réaliste les coefficients de transfert de chaleur du réfrigérant et du fluide secondaire à la désurchauffe et à la condensation.

4.5.3 Vérification de la mise en œuvre de la méthode des 10 coefficients

Dans le modèle proposé, la méthode des 10 coefficients est employée pour déterminer le débit massique du réfrigérant circulant dans la pompe à chaleur et la puissance du compresseur. Comme le réfrigérant R-134a est un mélange azéotrope, les températures du point de rosée d'aspiration et du point de rosée de refoulement sont respectivement les températures d'évaporation et de condensation.

Afin de s'assurer que l'emploi de la méthode des 10 coefficients dans le modèle proposé fournit la puissance et le débit annoncés par le manufacturier dans le tableau de performance, une vérification a été effectuée. Le modèle proposé comportant un seul compresseur de type Emerson, nommé ZW72KSE-TF7 a été testé. Dans ce modèle, le puits géothermique est omis afin de pouvoir faire varier librement la température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur. La variation de la température des fluides secondaires dans les échangeurs entraîne une variation de la température d'évaporation et de condensation du réfrigérant. La température d'évaporation a ainsi été variée de -15 °C à 10 °C et la température de condensation de 20 °C à 70 °C en variant les températures d'entrée des fluides secondaires. Les résultats ont été par la suite comparés aux résultats figurants

dans le tableau de performance du compresseur ZW72KSE-TF7. Le Tableau 4-7 et le Tableau 4-8 montrent un exemple des résultats de comparaison obtenus.

Tableau 4-7: Comparaison entre le débit massique calculé et le débit massique annoncé par le fabricant

Température d'évaporation modèle/fabricant [°C]	Température de condensation modèle/fabricant [°C]	Débit massique calculé [kg s⁻¹]	Débit massique annoncé [kg s⁻¹]	Différence entre les débits
10,27/10	35,17/35	0,114	0,113	+0,9 %
9,99/10	40,50/40	0,112	0,112	0 %
10,03/10	44,99/45	0,112	0,112	0 %
10,44/10	50,39/50	0,112	0,111	+0,9 %
10,27/10	55,37/55	0,111	0,110	+0,9 %
10,17/10	59,94/60	0,110	0,109	+0,9 %
10,34/10	69,87/70	0,108	0,107	+0,9 %

Les débits massiques annoncés par le fabricant dans le Tableau 4-7, correspondent à une température d'évaporation de 10 °C et une température de condensation qui varie entre 35 °C et 70 °C avec un pas de 5 °C. Les températures d'évaporation et de condensation du modèle. Ces températures ne sont pas exactement celles qui ont servi au calcul du débit massique dans l'équation à 10 coefficients car il est difficile de faire correspondre parfaitement ces températures en variant la température des fluides secondaires. Néanmoins, les différences de températures utilisées sont considérées comme étant minimales. Les différences observées entre le débit calculé et celui annoncé par le fabricant sont inférieures à 1% et on peut considérer que l'implantation du modèle à 10 permet de calculer correctement le débit de réfrigérant du modèle proposé.

Un exercice semblable a été réalisé pour la prédiction de la puissance du compresseur. Les résultats figurent au Tableau 4-8. Tout comme pour le cas précédent, il n'a pas été possible de reproduire parfaitement les températures d'évaporation et de condensation bien que les différences soient minimales. Les résultats indiquent le modèle du compresseur a été correctement implantés dans le modèle proposé puisque les prédictions sont à 1% près des résultats annoncés.

Tableau 4-8: Comparaison entre la puissance nette calculée et la puissance annoncée par le fabricant

Température d'évaporation modèle/fabricant [°C]	Température de condensation modèle/fabricant [°C]	Puissance nette calculée [kW]	Puissance nette annoncée [kW]	Différence entre les puissances
0,01/0	19,6/20	2,182	2,20	-0,8 %
0,00/0	30,4/30	2,763	2,74	+0,8 %
0,20/0	35,3/35	3,077	3,05	+0,9 %
-0,03/0	40,2/40	3,404	3,39	0,0 %
0,10/0	44,8/45	3,742	3,75	0,0 %
0,12/0	49,7/50	4,140	4,16	0,0 %
0,03/0	55,0/55	4,576	4,59	0,0 %
0,04/0	59,7/60	5,045	5,05	0,0 %

Les deux tableaux présentés ci-dessus sont un exemple des calculs effectués pour deux températures d'évaporation mais la vérification de la méthode des 10 coefficients a été effectuée pour toutes les températures d'évaporation.

La comparaison de l'entière table de performance du compresseur ZW72KSE-TF7 a révélé que la différence entre la puissance calculée selon les 10 coefficients dans le modèle proposé et la puissance annoncée par le fabricant est entre 0 % et -1 %. Pour ce qui est du débit massique du réfrigérant, les valeurs calculées dans le modèle proposé sont parfois surestimées au maximum à 2 % par rapport au débit annoncé et sous-estimées au maximum à -2 %. Cette différence s'explique principalement par le fait qu'il est difficile dans le programme de simulation d'arriver aux températures d'évaporation et de condensation exactes tel qu'indiqué par le fabricant. Les valeurs annoncées dans les tableaux de performance qui peuvent être arrondies à quatre chiffres significatifs selon la norme CAN/ANSI/AHRI 540-2015 constitue également une autre raison qui explique la différence des résultats.

La vérification de la méthode des 10 coefficients a été effectuée pour chaque compresseur intégré dans la pompe à chaleur modélisée. Les coefficients des compresseurs et leur tableau de performance se trouvent à l'Annexe A.

4.5.4 Vérification de la modélisation du cycle thermodynamique

Pour vérifier que le programme de simulation génère des résultats plausibles, une comparaison a été effectuée avec des résultats calculés par les applications de sélection que certains manufacturiers proposent.

Ces applications sont conçues pour permettre la sélection du compresseur le mieux adapté selon plusieurs paramètres déterminants de la thermopompe. Il suffit d'entrer les données de simulation de la pompe à chaleur modélisée avec le compresseur existant dans l'application et de comparer les résultats issus du modèle proposé avec ceux générés par l'application. Le programme Coolselector2 du manufacturier Danfoss, (2018) permet de faire cette vérification. Les données à entrer et les résultats de l'application sont donnés dans le Tableau 4-9 suivant :

Tableau 4-9 : Données et résultats de l'application Coolselector2

Données	Résultats
L'application : Chauffage	Les pressions d'évaporation et de condensation
Le réfrigérant : R-134a	Les enthalpies des différents points du cycle thermodynamique
Le type de compresseur : Scroll à vitesse constante	Les entropies des différents points du cycle thermodynamique
La température d'évaporation	Les températures des différents points du cycle thermodynamique
La surchauffe : 5 K	La capacité de chauffage
La température de condensation	Le COP de chauffage
Le sous-refroidissement : 1,5 K (variable ¹)	La puissance du compresseur
La capacité de refroidissement	Le débit du réfrigérant
	La capacité de chauffage

Dans les Tableau 4-10 et Tableau 4-11 se trouve la comparaison des propriétés thermodynamiques des points d'un cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur fonctionnant avec le compresseur Danfoss SZ090-9. Les résultats sont calculés à partir des données suivantes :

¹ Le sous-refroidissement est une donnée qu'il faut spécifier dans l'application Coolselector2, cependant cette valeur est variable d'un cycle thermodynamique à un autre. La valeur indiquée dans le tableau est valable uniquement pour cet exemple.

- Température d'évaporation : -5 °C,
- Température de condensation : 40 °C,
- Surchauffe : 5 K,
- Sous-refroidissement : 1,5 K,
- Capacité de refroidissement : 11,28 kW.

Tableau 4-10 : Comparaison d'un cas de cycle thermodynamique entre le modèle proposé et l'application Coolselector2

Coolselector2 Danfoss			Modèle proposé		Différence	
Points	Température [°C]	Pression [kPa]	Température [°C]	Pression [kPa]	Température [°C]	Pression
1	0,0	243,5	0,0	243,6	0,0	0,04 %
2	65,9	1017,0	68,6	1018,0	2,7	0,10 %
x2	40,0	1017,0	40,0	1018,0	0,0	0,10 %
x3	40,0	1017,0	40,0	1018,0	0,0	0,10 %
3	38,5	1017,0	38,5	1018,0	0,0	0,10 %
4	-5,0	243,5	-5,0	243,6	0,0	0,04 %
x1	-5,0	243,5	-5,0	243,6	0,0	0,04 %
Différence absolue maximale					2,7	0,10%

Tableau 4-11 : Vérification des enthalpies et des entropies calculées par le modèle proposé

Coolselector2 Danfoss			Modèle proposé		Différence	
Points	Enthalpie [kJ kg ⁻¹]	Entropie [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	Enthalpie [kJ kg ⁻¹]	Entropie [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	Enthalpie	Entropie
1	400,0	1,746	400,0	1,749	0,00 %	0,17 %
2	448,6	1,801	450,2	1,808	0,35 %	0,39 %
x2	420,1	1,713	419,4	1,713	-0,21 %	0,00 %
x3	257,2	1,193	256,4	1,193	-0,31 %	0,00 %
3	254,9	1,186	254,1	1,186	-0,31 %	0,00 %
4	254,9	1,205	254,1	1,205	-0,31 %	0,00 %
x1	395,6	1,730	395,6	1,730	0,00 %	0,00 %
Déviation absolue maximale					0,35 %	0,39 %

Les Tableau 4-10 et Tableau 4-11 montrent que la déviation absolue maximale concerne le point 2 du cycle thermodynamique. L'application Collselector2 prévient l'utilisateur que les propriétés thermodynamiques du point 2 sont estimées dans l'application. Ceci explique la différence notable entre la température du réfrigérant au point 2 qui est calculée par le modèle proposé et celle qui est calculée par l'application Coolselector2. La comparaison entre les propriétés thermodynamiques des différents points du cycle thermodynamique calculées selon le modèle proposé et l'application Coolselector2 indique que la modélisation du cycle thermodynamique avec le compresseur donne des résultats valides pour l'exemple montré précédemment.

4.6 Analyse exergétique

L'analyse exergétique présentée dans cette section porte uniquement sur la pompe à chaleur et exclut l'échangeur géothermique ainsi que l'échangeur du système de chauffage du bâtiment et le chauffage auxiliaire. Le lecteur est référé aux articles de Bi, Wang, Liu, Zhang, et Chen (2009) et Hepbasli et Akdemir (2004) pour une analyse complète incluant ces trois échangeurs. Cette analyse permet d'identifier les composants responsables des plus grandes pertes exergétiques.

4.6.1 Principe de l'analyse exergétique

Il est utile de comparer le COP réel de la PAC, COP_{per} , avec le COP d'une machine opérant selon une évolution réversible, COP_{rev} . Le rapport entre ces deux quantités représente le rendement selon la deuxième loi (Cengel, Boles, et Lacroix, 2008):

$$\eta_{II} = \frac{COP_{per}}{COP_{rev}} \quad (4.39)$$

Le COP_{rev} d'une pompe à chaleur opérant en chauffage est donnée par

$$COP_{rev} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (4.40)$$

où, dans ce cas-ci, T_H et T_L correspondent, aux températures $T_{in,eau,cond}$ et $T_{in,eau,evap}$. Le rendement selon la deuxième loi est obtenu en supposant que la pompe à chaleur opère à pleine capacité.

4.6.2 Les équations de base de l'analyse exergetique

Dans tout système ouvert, l'exergie qui entre dans le volume de contrôle sous forme de chaleur, de travail et d'écoulement est égale à l'exergie qui en ressort plus l'exergie qui est détruite. L'exergie détruite est aussi appelée perte exergetique dans la présente étude. Pour un écoulement permanent d'un système simple (une entrée et une sortie) l'équation de bilan exergetique se résume à (Cengel, Boles, et Lacroix, 2008):

$$\dot{X}_{détruite} = \dot{m}(e_{in} - e_{out}) - \dot{W} + \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_{in}}\right) \quad (4.41)$$

où e représente l'exergie de l'écoulement, \dot{W} est la puissance fournie, \dot{Q} est le taux de transfert de chaleur, T_0 est la température de l'environnement et T_{in} prend les valeurs de $T_{in,eau,cond}$ et $T_{in,eau,evap}$ en fonction du type d'échangeur étudié. En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, l'exergie de l'écoulement peut s'écrire :

$$e_{in} - e_{out} = (h_{in} - h_{out}) - T_0 (s_{in} - s_{out}) \quad (4.42)$$

où h et s représentent, l'enthalpie et l'entropie, respectivement. Chaque terme de l'équation (4.41) a des unités de puissance (kW). La température de référence T_0 est généralement prise à 300 K.

En appliquant l'équation 4.41 sur les quatre composantes principales de la pompe à chaleur, on retrouve les équations suivantes. Les indices de ces équations font référence à ceux donnés à la Figure 4.1. De plus, ces équations sont valides pour une opération à pleine charge et une opération à charge partielle n'est pas considérée.

Compresseur

En supposant que le compresseur est adiabatique, la destruction d'exergie au compresseur est donnée par :

$$\dot{X}_{détruite,comp} = \dot{W}_{net} - \dot{m}_{ref} [(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)] \quad (4.43)$$

Vanne d'expansion

Dans la vanne d'expansion $h_4 = h_3$, l'évolution est supposée adiabatique et l'équation (4.41) se résume à :

$$\dot{X}_{détruite,vanne} = \dot{m}_{ref} T_0 (s_4 - s_3) \quad (4.44)$$

Évaporateur

Dans l'évaporateur, l'équation (4.41) se résume donc à :

$$\dot{X}_{détruite,evap} = \dot{Q}_{évaporateur} \left(1 - \frac{T_0}{T_{in,eau\ évap}}\right) - \dot{m}_{ref} [(h_1 - h_4) - T_0(s_1 - s_4)] \quad (4.45)$$

où $\dot{Q}_{évaporateur}$ est la quantité de chaleur échangée à l'évaporateur.

Condenseur

Dans le cas du condenseur, l'équation (4.41) se résume donc à :

$$\dot{X}_{détruite,cond} = \dot{m}_{ref} [(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - \dot{Q}_{condenseur} \left(1 - \frac{T_0}{T_{in,eau,cond}}\right) \quad (4.46)$$

où $\dot{Q}_{condenseur}$ est la quantité de chaleur échangée au condenseur.

La destruction d'exergie, ou perte exergetique, totale d'une pompe à chaleur est donnée par la somme de toutes les pertes exergetiques (Saidur et Masjuki, 2011) :

$$\dot{X}_{détruite} = \dot{X}_{détruite,comp} + \dot{X}_{détruite,vanne} + \dot{X}_{détruite,evap} + \dot{X}_{détruite,cond} \quad (4.47)$$

4.7 Structure du programme de simulation

Le modèle proposé, est constitué des données et d'un corps principal qui fait appel aux procédures et fonctions pour calculer la performance de la PAC avec un compresseur. Les données sont les paramètres relatifs aux conditions de simulation de la PAC (les débits des fluides secondaires, température du fluide secondaire à l'entrée du condenseur, degrés de surchauffe etc.), les caractéristiques des échangeurs et les coefficients des compresseurs, l'enveloppe thermique du bâtiment et les caractéristiques de l'échangeur géothermique. Vingt et une procédures et fonctions sont utilisées dans EES pour modéliser le fonctionnement de la pompe à chaleur géothermique. L'appel à toutes les procédures et fonctions pour calculer la performance de la PAC est réalisé pour chaque compresseur (9 fois), à chaque heure, afin de sélectionner le compresseur qui donne le

meilleur COP_{max} . Un organigramme est présenté à l'annexe C afin de montrer les interactions entre les différentes parties du modèle proposé.

4.8 Conclusion

Dans ce chapitre, la description du bâtiment simulé et de l'échangeur géothermique a été présentée. La modélisation des échangeurs à plaques et les compresseurs de la PAC a été expliquées puis vérifiée. Cette vérification indique que le modèle proposé donne de bons résultats.

CHAPITRE 5 RÉSULTATS ET DISCUSSION

5.1 Introduction

Ce chapitre décrit les résultats des simulations horaires obtenues à partir du modèle proposé. La pompe à chaleur à simuler est montrée à la Figure 4.1. Il s'agit d'une pompe à chaleur eau-eau reliée à un échangeur géothermique et qui assure le chauffage d'un bâtiment. La pompe à chaleur est munie de neuf compresseurs alimentés en parallèle. À chaque heure de la saison de chauffage, le modèle proposé détermine le compresseur qui engendre le meilleur COP_{aux} . Des simulations sont également réalisées avec un seul compresseur dans le but de quantifier l'amélioration possible en utilisant une pompe à chaleur à multiples compresseurs. Enfin, ce chapitre se conclut par une évaluation de différentes méthodologies de sélection du compresseur pour une heure donnée. À l'issue de cette comparaison, des méthodologies qui permettent à la pompe à chaleur de faire un choix rapide et intelligent du compresseur à utiliser sont investiguées.

5.2 Données des simulations

5.2.1 Données météorologiques

Les simulations sont réalisées pour le climat de Montréal au moyen d'un fichier météorologique typique de type CWEC tiré du Gouvernement du Canada, (2016). Compte tenu de la température d'équilibre choisie pour les bâtiments, ceux-ci n'ont pas besoin d'être chauffés pour des températures extérieures supérieures à 15 °C. Ainsi, le fichier météo a été préalablement traité pour exclure les heures de l'année pendant lesquelles la température est supérieure à 15 °C. Il en résulte un fichier réduit de 6193 heures. Cette approche a été utilisée pour deux raisons principales. Premièrement, dans son état actuel, le modèle proposé ne permet pas la régulation de la pompe à chaleur et l'arrêt des pompes de circulation des fluides secondaires. Donc, une opération continue est souhaitée, ce qui exclut les heures où la température extérieure est supérieure à 15 °C. Deuxièmement, et dans une moindre mesure, le modèle de puits géothermiques ne permet pas l'agrégation des charges thermiques au sol ce qui engendre de très long temps de calcul plus le nombre d'heures est élevé. Comme le temps de calcul est de l'ordre de 3 à 4 jours sur un ordinateur portable de bonne qualité pour 6193 heures, il était utile de limiter le nombre d'heures de simulation.

5.2.2 Bâtiments

Le modèle utilisé pour les bâtiments avait été décrit à la 4.2. Pour rappel, cette modélisation néglige la capacité thermique du bâtiment et les besoins en chauffage sont calculés en supposant un transfert de chaleur permanent qui varie en fonction du coefficient de déperdition thermique global (UA) et de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur. Deux maisons avec des UA de 0,3 et 0,4 $\text{kW } ^\circ\text{C}^{-1}$ sont simulées. La Figure 5.1 montre une comparaison des besoins horaires en chauffage des deux maisons pendant la saison de chauffage (6193 heures). Les besoins en chauffage varient de 1,5 à 14,58 kW pour le modèle de bâtiment le mieux isolé. Le second bâtiment a des besoins en chauffage supérieur de 25 %; ces besoins varient de 2 à 19,44 kW .

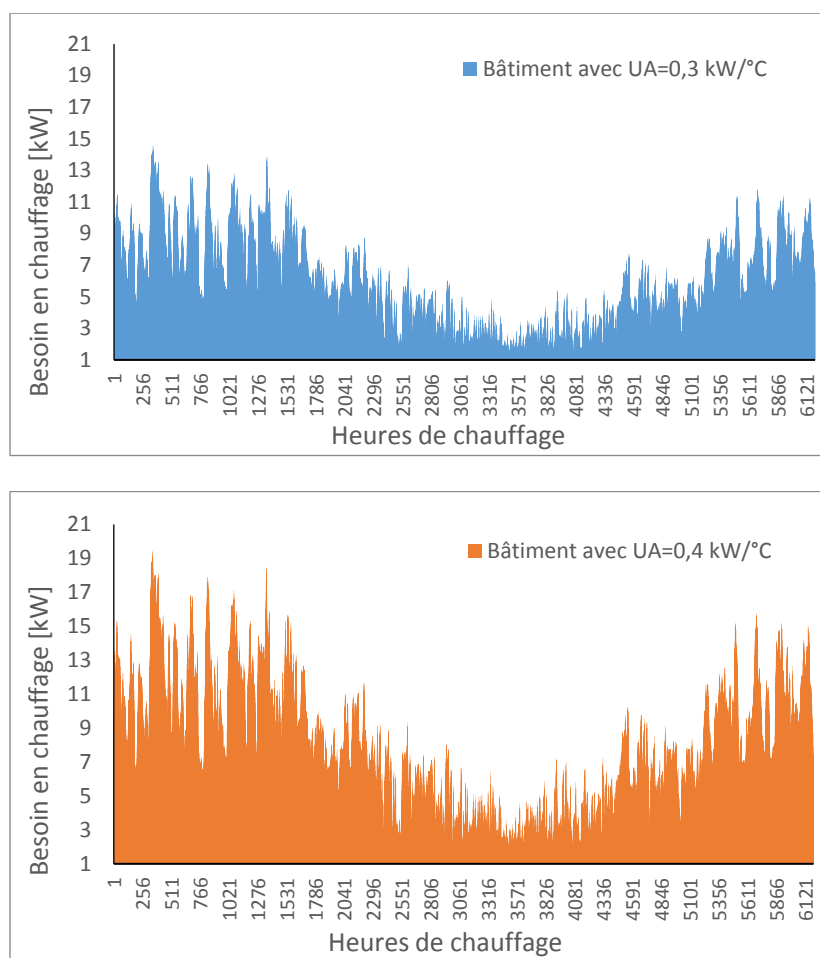


Figure 5.1: Variation des besoins en chauffage pour les deux bâtiments simulés durant la saison de chauffage

5.2.3 Puits géothermique

Le modèle de puits géothermique est décrit à la section 4.3 . Les données utilisées dans les présentes simulations sont présentées au Tableau 5-1. Avec une longueur de 600 m cet échangeur est quelque peu surdimensionné. Ceci a été rendu nécessaire pour atténuer les variations de la température à l'entrée de l'évaporateur pour ne pas faire diverger le modèle de la PAC.

Tableau 5-1: Paramètres de l'échangeur géothermique

Paramètre	Valeur	Unités
Longueur de l'échangeur, L_{puits}	600	m
Diamètre de l'échangeur, $2 \times r_b$	0,15	m
Conductivité thermique du sol, k	2,5	$\text{W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$
Diffusivité thermique du sol	0,108	$\text{m}^2 \text{ jour}^{-1}$
Température du sol, T_g	10	$^\circ\text{C}$
Résistance thermique équivalente du puits, R_b	0,1	$\text{m } ^\circ\text{C W}^{-1}$

5.2.4 Évaporateurs et condenseurs

Les caractéristiques géométriques des échangeurs à plaques constituant l'évaporateur et le condenseur ont été présentés à la section 4.4.2.1. Les débits du fluide secondaire dans le condenseur et l'évaporateur, $\dot{m}_{eau\ cond}$ et $\dot{m}_{eau\ evap}$, sont constants et fixés à 1.0 et 0.8 kg s^{-1} respectivement, peu importe les besoins en chauffage. Ces débits ont été choisis de façon à maintenir des différences de température entrée/sortie du fluide secondaire assez élevées à l'évaporateur et au condenseur même lorsque les besoins sont faibles. Ce choix permet d'éviter des problèmes de convergence du modèle proposé lorsque ces différences de température sont faibles. Il serait possible de faire varier les débits des fluides secondaires en fonction des besoins (i.e. en fonction du compresseur choisi) pour maximiser l'échange à l'évaporateur et au condenseur mais cela n'a pas été réalisé dans la présente étude.

La température de l'eau à l'entrée du condenseur $T_{in,eau\ cond}$ est maintenue à 35 $^\circ\text{C}$. Ce niveau de température représente le minimum requis pour assurer un chauffage adéquat avec un système de chauffage à basse température tel qu'un plancher chauffant. La température de l'eau chaude délivrée au système de chauffage, $T_{out,eau\ cond}$, variera en fonction de la capacité (i.e. des besoins).

Ainsi, par exemple, lorsque la capacité est de 12.6 kW, la température $T_{out,eau\ cond}$ sera égale 38 °C (pour $C_{p_{eau}} = 4.2 \text{ kJ/kg-K}$).

La température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur, $T_{out,eau\ evap}$, varie en fonction de l'historique du transfert thermique dans le sol. Cette température est calculée d'heure en heure et, tel que montré à la Figure 5.2, elle varie entre ≈ 6 et ≈ 9 °C durant la saison de chauffage. Tel qu'anticipé, $T_{out,eau\ evap}$, est plus basse pour le bâtiment avec un UA de 0,4 kW/°C car la quantité de chaleur extraite du sol est plus grande puisque les besoins sont plus grands.

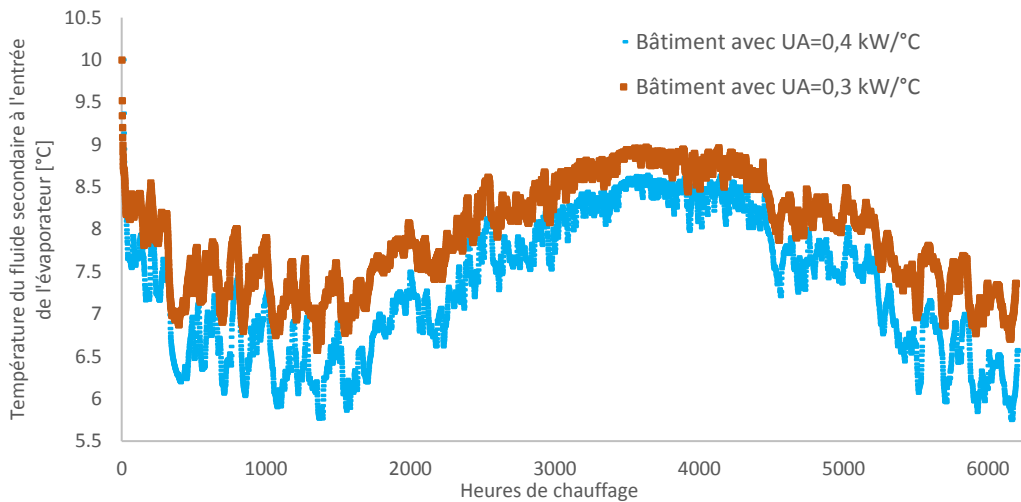


Figure 5.2: Variation saisonnière de la température du fluide secondaire à l'entrée de l'évaporateur pour les deux bâtiments

5.2.5 Compresseurs

Le Tableau 5-2 présente les compresseurs utilisés dans le modèle proposé de la PAC à multiple compresseurs opérant avec du R-134a. Des numéros sont attribués aux compresseurs intégrés dans la PAC afin de faciliter leur désignation.

Tableau 5-2: Liste des compresseurs de la PAC à multiple compresseurs

Nom du compresseur	Numéro du compresseur	Nom du fabricant	Volume balayé $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$
SZ090-9	#8	Danfoss	25,30
ZB50KCE-TFE	#9	Emerson	23,85
ZW72KSE-TF7	#1	Emerson	20,59
ZB42KCE-PFV	#2	Emerson	19,53
ZF15K4E-PFV	#3	Emerson	17,34
ZBH30KJE-TFE	#4	Emerson	14,10
ZB26KCE-PFJ	#5	Emerson	12,00
ZB21KCE-PFV	#6	Emerson	10,39
ZB15KQE-PFJ	#7	Emerson	7,14

Les capacités des compresseurs ont été choisies pour rencontrer les différents besoins en chauffage des bâtiments simulés. Les compresseurs possédant les plus grands volumes balayés permettent de satisfaire des besoins plus grands quand la température extérieure est très basse. Pour des températures extérieures élevées, les bâtiments simulés dans la présente étude requièrent relativement peu de chauffage. Le compresseur le plus petit permet à la PAC de fournir une capacité de chauffage minimale qui vaut environ 5 kW mais qui demeure toutefois supérieure au besoin des bâtiments lorsque la température extérieure s'approche de la température d'équilibre. Des simulations préliminaires réalisées avec des compresseurs dont le volume balayé est plus petit que $7,14 \text{ m}^3 \text{h}^{-1}$ et les échangeurs à plaques présentés à la section 4.4.2 ont montré que le modèle proposé ne fonctionnait pas parce que les échangeurs à plaques étaient probablement surdimensionnés.

Une PAC conventionnelle, opérant avec un seul compresseur, a également été simulée pour chaque bâtiment. Cette PAC utilise le compresseur parmi la liste donnée au Tableau 5-2, qui présente le meilleur *SCOP*.

5.3 COP de la PAC multi-compresseur

Tel que mentionné dans les chapitres précédents, le COP d'une PAC est principalement influencé par la différence entre la température de la source chaude et celle de la source froide. Dans nos simulations, la température d'entrée de l'eau au condenseur (température de la source chaude) est constante, égale à 35 °C. La température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur (température

de la source froide) varie en fonction de la charge appliquée au puits. La Figure 5.3 montre l'évolution du COP de la PAC avec 3 compresseurs en fonction de la température d'entrée de l'eau à l'évaporateur. Les compresseurs #3, #7 et #9 sont montrés sur la figure, les autres compresseurs donnant des valeurs entre celles-ci.

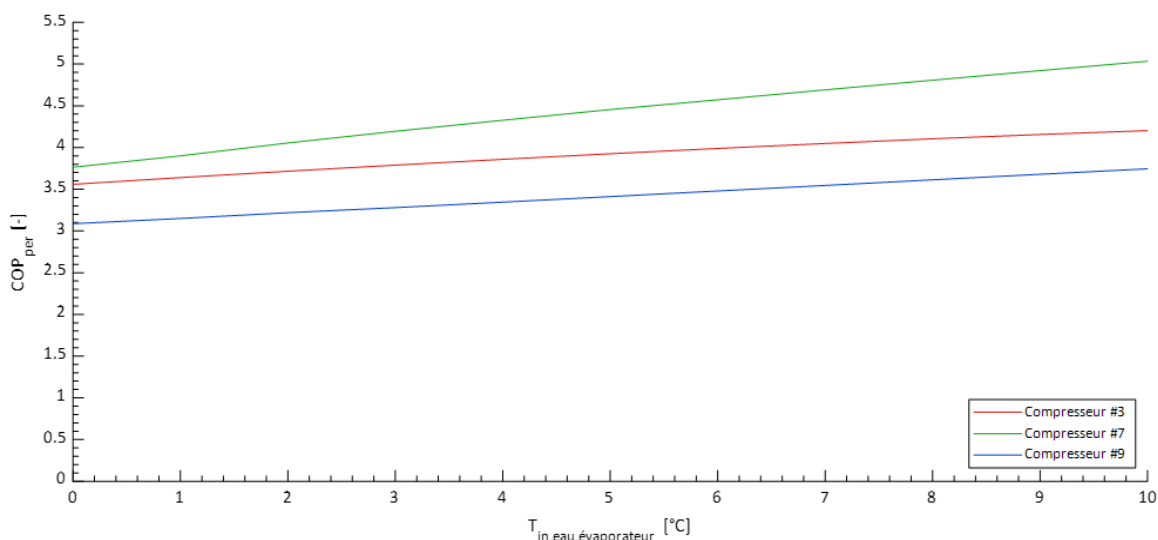


Figure 5.3: COP de la PAC modélisée avec 3 compresseurs en fonction de la température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur

La capacité de la PAC pour un compresseur donné est également affectée par la température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur, tel qu'illustré à la Figure 5.4.

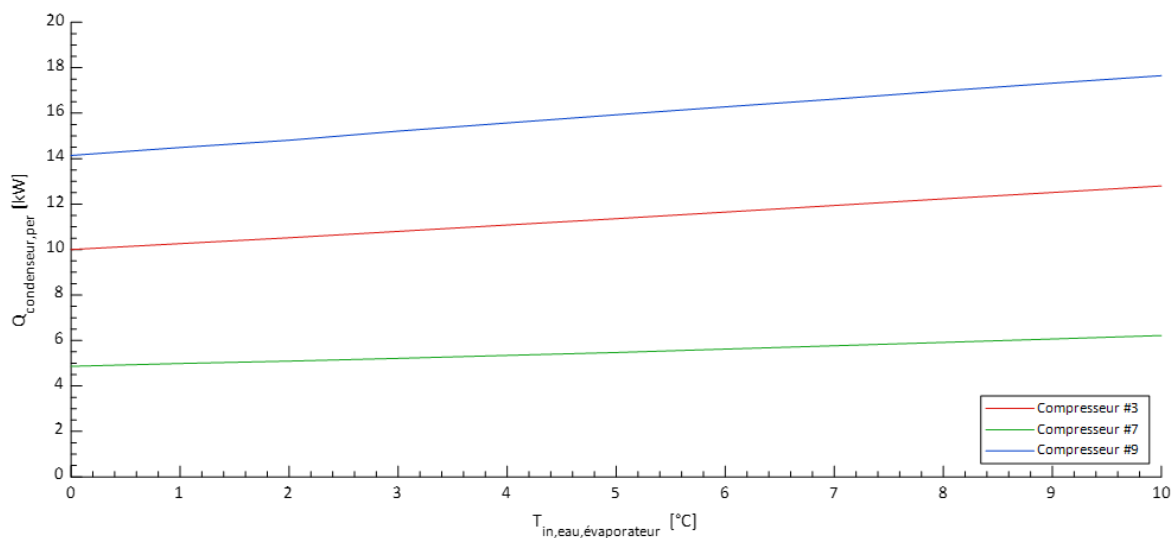


Figure 5.4: Capacité de la PAC modélisée avec 3 compresseurs en fonction de la température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur

Un autre paramètre affectant le COP de la PAC est le fonctionnement à charge partielle – tel que discuté précédemment, l’opération à charge partielle cause un cyclage du compresseur qui dégrade les performances. Lorsque les besoins de chauffage sont inférieurs à la capacité de la PAC, le PLR sera inférieur à 1 et le COP_{dyn} sera inférieur au COP_{per} . Si les besoins en chauffage sont supérieurs ou égaux à la capacité, COP_{dyn} sera égal au COP_{per} . La Figure 5.5 montre l’évolution du COP_{dyn} de la PAC avec les compresseurs #3, #7 et #9 en fonction de la demande de chauffage de la maison. Pour tracer cette figure, la température d’entrée de l’eau glycolée a été fixée arbitrairement à 7 °C.

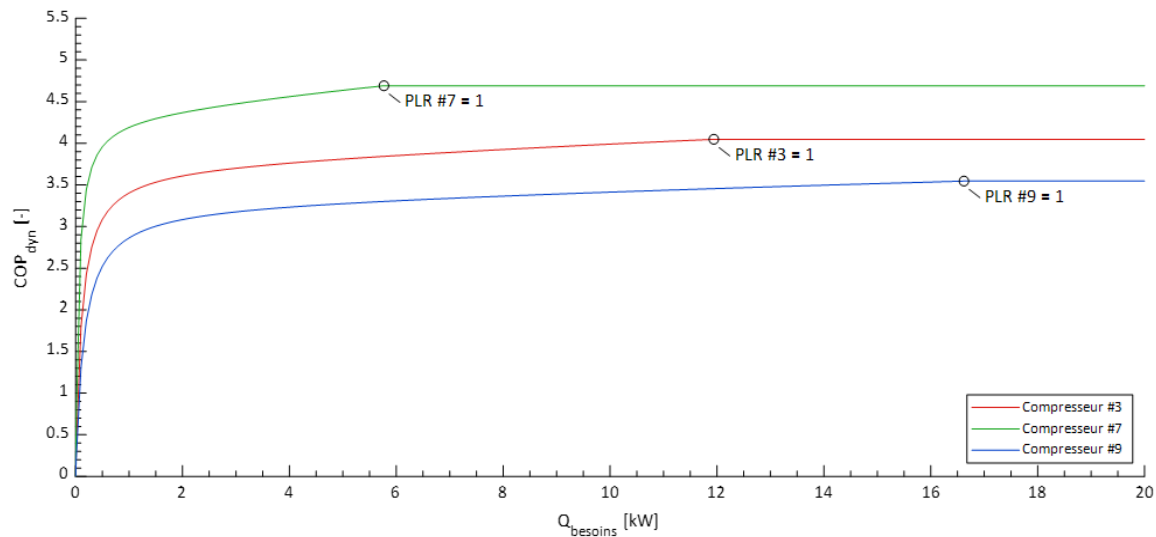


Figure 5.5: COP_{dyn} de la PAC avec 3 compresseurs en fonction des besoins en chauffage pour une température d’entrée d’eau glycolée à l’évaporateur de 7 °C

Lorsque la PAC n’a pas la capacité suffisante pour satisfaire les besoins en chauffage, le chauffage auxiliaire (qui a un COP de 1) est utilisé pour combler la différence entre les besoins et la capacité de la PAC, ce qui cause une dégradation du COP (que l’on dénote COP_{aux} lorsqu’il tient compte de cette dégradation). Cet effet est montré à la Figure 5.6.

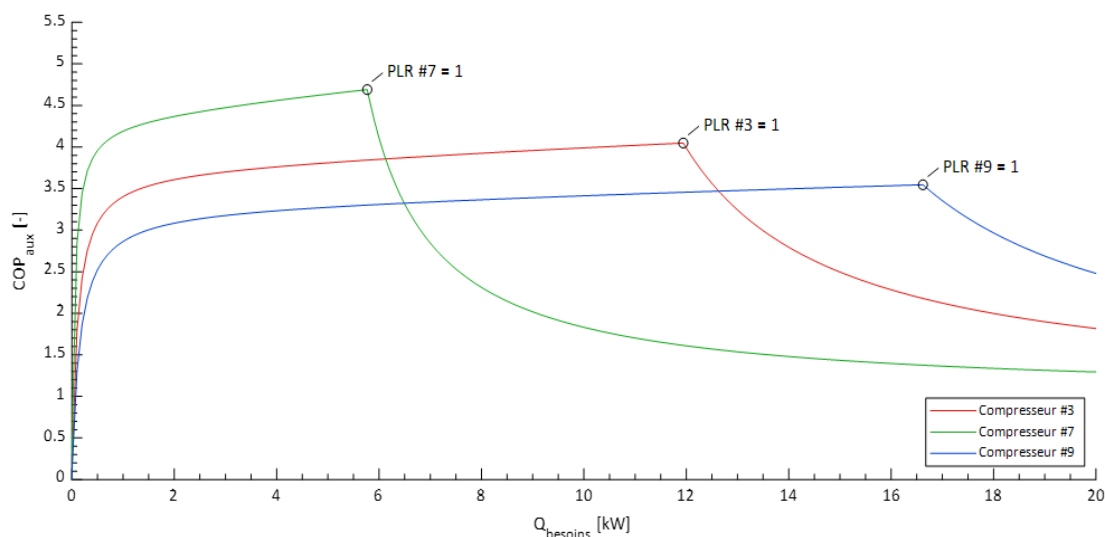


Figure 5.6: COP_{aux} de la PAC avec 3 compresseurs en fonction des besoins en chauffage pour une température d'entrée d'eau glycolée à l'évaporateur de 7 °C.

Pour une température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur, le choix du meilleur compresseur dépendra donc des besoins en chauffage. Dans la Figure 5.6, on voit par exemple que le compresseur #7 est meilleur que le compresseur #3 pour les besoins inférieurs à 6.1 kW, et que ce dernier est meilleur que le compresseur #9 tant que les besoins sont inférieurs à 12.6 kW. En réalité, la température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur varie avec le fonctionnement de la PAC et l'historique du puits, et les courbes montrées à la Figure 5.6 sont donc modifiées. La Figure 5.7 représente par des zones colorées les zones couvertes par les courbes des 3 compresseurs pour des températures d'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur comprises entre 0 et 10 °C. On constate que selon la température d'entrée, un compresseur peut avoir un meilleur ou un moins bon COP_{aux} qu'un autre, et ceci sur une plage de besoins assez larges. On verra plus loin que dans les simulations la plage est réduite, parce que la température d'entrée de l'eau glycolée à l'évaporateur ne varie que dans une gamme réduite, et parce que cette dernière température est principalement influencée par l'historique de fonctionnement qui est le même pour tous les compresseurs à un moment donné.

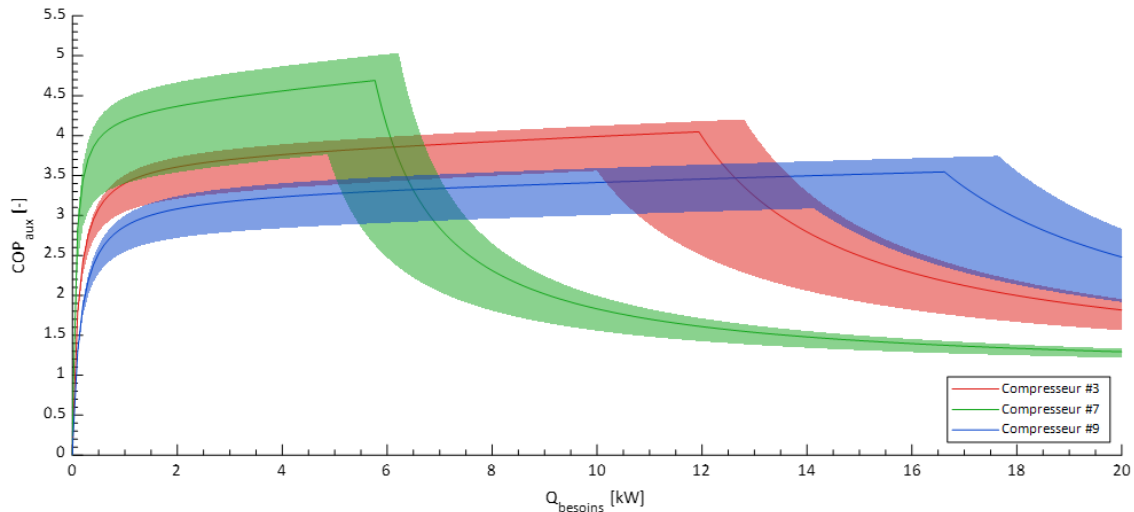


Figure 5.7: COP_{aux} de la PAC avec 3 compresseurs en fonction des besoins en chauffage pour une température d'entrée d'eau glycolée à l'évaporateur variable entre 0 et 10 °C

5.4 Résultats

5.4.1 Bâtiment avec $UA=0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$

La Figure 5.8 montre l'évolution des valeurs horaires des COP_{aux} durant la saison de chauffage (6193 heures) pour la PAC multi-compresseur et une PAC conventionnelle munie du compresseur #3 pour le bâtiment avec un $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Les courbes des COP_{aux} des deux PAC sont confondues quand la température extérieure varie entre -12 °C et -20 °C. Ceci s'explique par le fait que la pompe à chaleur à multiple compresseurs choisit le compresseur # 3 pour opérer durant cette plage de température. Lorsque la température extérieure est en dessous de -20 °C et au-dessus de 0 °C, la PAC opérant avec le compresseur # 3 est nettement moins performante avec des valeurs de COP_{aux} plus basse que la PAC multi-compresseurs. Ce compresseur est tantôt sous-dimensionné, tantôt surdimensionné pour ces températures.

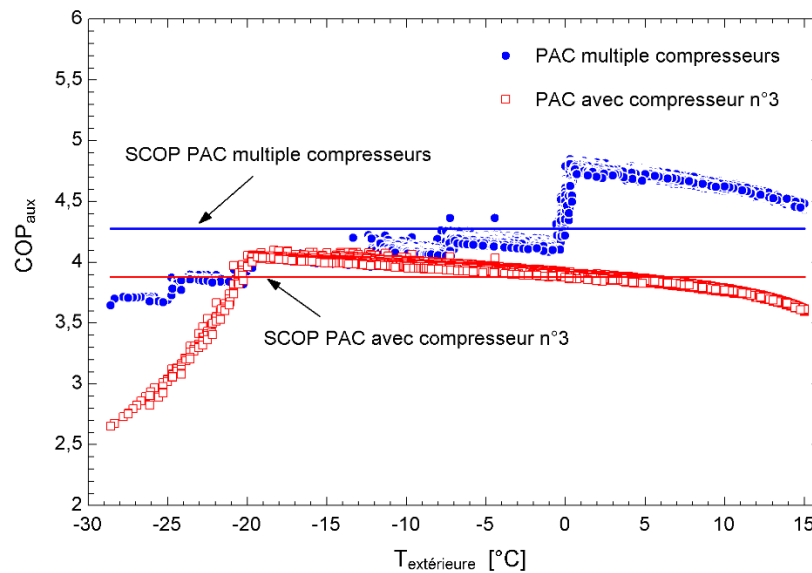


Figure 5.8: Évolution du COP_{aux} des PAC conventionnelle et multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA= 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$ en fonction de la température extérieure

Comme montré dans la Figure 5.9, l'évolution des COP_{aux} en fonction de la température extérieure est différente selon les compresseurs. Les chiffres pointés sur les courbes sont relatifs aux numéros des compresseurs. Ceux qui sont encadrés représentent les compresseurs choisis (#1, #2, #3, #4, #6, #7) alors que les compresseurs non-choisis (#5, #8, et #9) ne sont pas encadrés. Le choix du compresseur est basé sur le COP_{aux} maximum, c'est-à-dire le compresseur qui permet à la pompe à chaleur de combler les besoins en chauffage, tout en ayant la plus faible consommation électrique. Les compresseurs choisis ont un COP_{aux} supérieur aux autres pour une certaine plage de température. Par exemple, pour des températures extérieures entre -1 et $+15$ $^\circ\text{C}$, le compresseur #7 est choisi puisqu'il a le meilleur COP_{aux} pour cette plage de température. Pour les basses températures extérieures ($< -25^\circ\text{C}$), le compresseur #1 est sélectionné. Les courbes des compresseurs #1 à #7 présentent une valeur de COP_{aux} maximum pour une certaine température extérieure (le maximum de la courbe compresseur #1 correspond à une basse température à peine visible sur la figure). Par exemple, cette température est égale à $\simeq 0$ $^\circ\text{C}$ pour le compresseur #7. À ce point, le compresseur fonctionne à pleine capacité. À gauche du pic, la capacité du compresseur est insuffisante, même à pleine capacité, et l'utilisation du chauffage auxiliaire entraîne une baisse du COP_{aux} . À droite du maximum, le compresseur est surdimensionné et les pertes par cyclage engendrent une baisse du COP_{aux} . Ceci peut être observé sur la Figure 5.10 et Figure 5.11 qui

montrent l'évolution du PLR et du PLF (voir équation (3.4)) pour les différents compresseurs choisis. La Figure 5.13 quant à elle montre l'évolution du rendement isentropique en fonction de la température extérieure pour tous les compresseurs. Cette figure montre que les rendements isentropiques varient peu. Ceci s'explique par le fait que la température de retour de l'échangeur géothermique varie peu durant l'année (voir Figure 5.2) et que la valeur de $T_{in,eau\ cond}$ est fixe durant l'année. Le compresseur est donc soumis à un rapport de pression qui varie peu durant l'année, ce qui fait que le COP_{per} de chaque compresseur est à peu près constant durant l'année. Donc, la variation observée dans les courbes de COP_{aux} est causée essentiellement par l'opération à charge partielle et par le recours à un chauffage auxiliaire. Par exemple, le compresseur #7 a un PLR (rapport entre les besoins et la capacité de la PAC) relativement faible de 0,2 pour une température extérieure de +15 °C. Ceci engendre un PLF relativement faible de 0,915 ce qui diminue le COP_{per} de la PAC (voir équation (3.4)). Le PLR s'améliore lorsque la température extérieure diminue ce qui augmente le PLF et le COP. C'est pourquoi la courbe de COP_{max} du compresseur #7 augmente lorsque la température passe de +15 °C à +1 °C. Le même comportement est observé pour les compresseurs #1, #2, #3, #4, et #6. Pour les compresseurs #8, et #9, le COP_{aux} augmente lorsque la température extérieure baisse et il n'y a pas de pic comme pour les autres compresseurs. L'augmentation de COP_{aux} lorsque la température extérieure baisse s'explique par le fait que le PLR augmente lorsque la température extérieure baisse, ce qui fait augmenter le PLF et le COP_{aux} . Les compresseurs #8 et #9 sont surdimensionnés pour ce bâtiment et le chauffage auxiliaire n'est jamais utilisé.

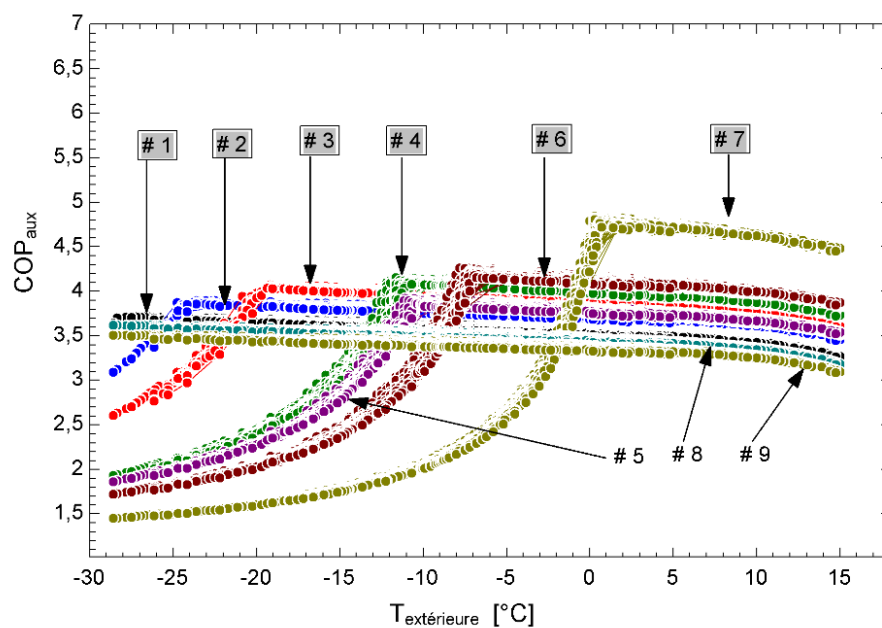


Figure 5.9: Évolution du COP_{aux} des compresseurs de la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$

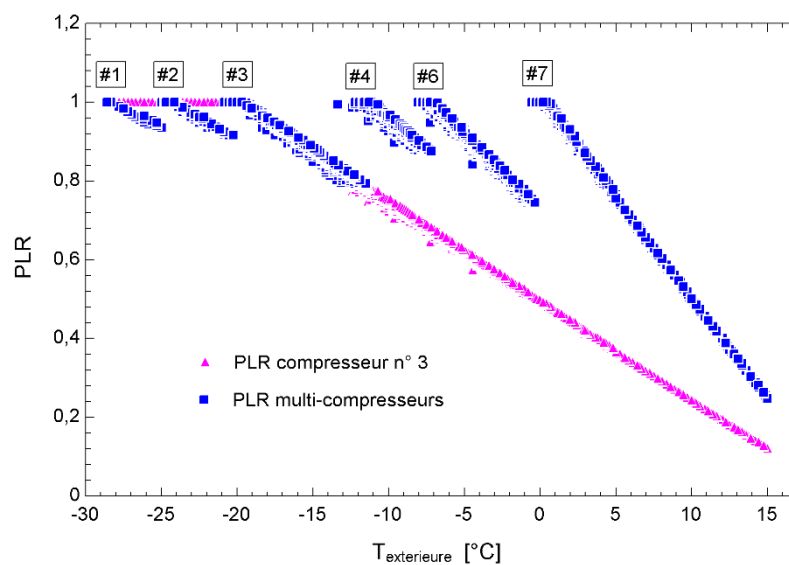


Figure 5.10: Évolution du PLR en fonction de la température extérieure pour tous les compresseurs

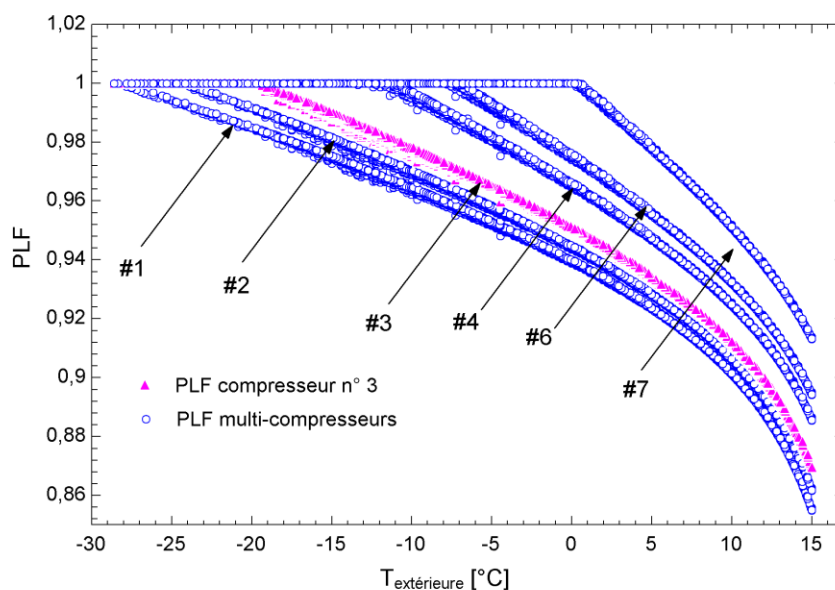


Figure 5.11: Évolution du PLF en fonction de la température extérieure pour tous les compresseurs

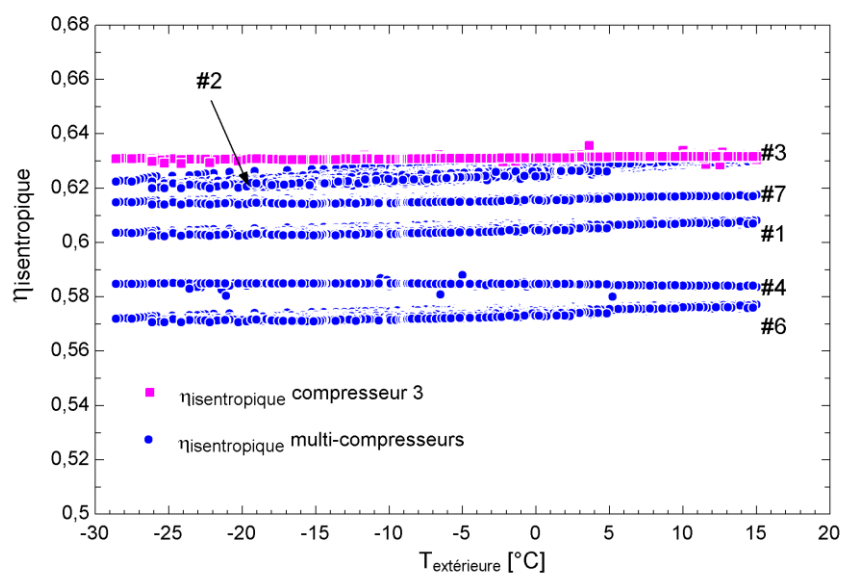


Figure 5.12: Évolution du rendement isentropique en fonction de la température extérieure pour tous les compresseurs

Le Tableau 5-3 montre le *SCOP* de la pompe à chaleur à multiple compresseurs et les *SCOP* des pompes à chaleur opérant avec un seul compresseur. La PAC multi-compresseurs possède un *SCOP*

qui vaut 4,27, étant 10% supérieur à la meilleure PAC conventionnelle munie du compresseur #3 qui a un $SCOP$ de 3,88.

Tableau 5-3: Comparaison des $SCOP$ pour différentes configurations de PAC pour le bâtiment avec $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$

Pompe à chaleur avec compresseur N° :	SCOP
#1	3,56
#2	3,74
#3	3,88
#4	3,66
Multiple compresseurs	4,27

5.4.2 Bâtiment avec $UA=0,4 \text{ kW}/^\circ\text{C}$

La Figure 5.13 montre l'évolution des valeurs horaires des COP_{aux} durant la saison de chauffage (6193 heures) pour la PAC multi-compresseur et une PAC conventionnelle munie du compresseur #2 pour le bâtiment avec un $UA = 0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$. Le compresseur #2 a une plus grande capacité que le compresseur #3 (utilisé dans le cas du bâtiment avec $UA = 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$) et est plus adapté aux besoins de chauffage de ce bâtiment dont les déperditions thermiques sont plus élevées. La Figure 5.14 montre l'évolution des COP_{aux} en fonction de la température extérieure pour les différents compresseurs.

Les besoins en chauffage de cette maison sont plus grands, entraînant un choix de compresseurs différent. Ainsi, pour ce bâtiment, les compresseurs #8 et #9 sont utilisés, tel que montré dans la Figure 5.14, alors qu'ils ne l'étaient pas pour le bâtiment précédent. Le compresseur #5, qui possède un faible rendement isentropique, n'est pas utilisé tout comme pour le premier bâtiment.

Les évolutions montrées à la Figure 5.8 et Figure 5.9 sont semblables à celles montrées précédemment pour le premier bâtiment. Les mêmes explications sur le comportement des courbes s'appliquent ici. Cependant, les valeurs du $SCOP$ sont plus basses.

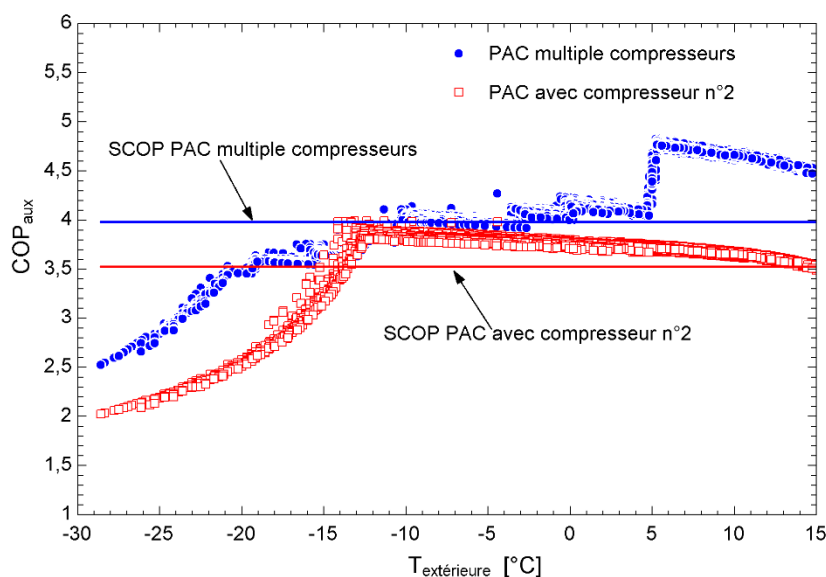


Figure 5.13: Évolution du COP_{aux} des PAC conventionnelle et multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA=0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$ en fonction de la température extérieure

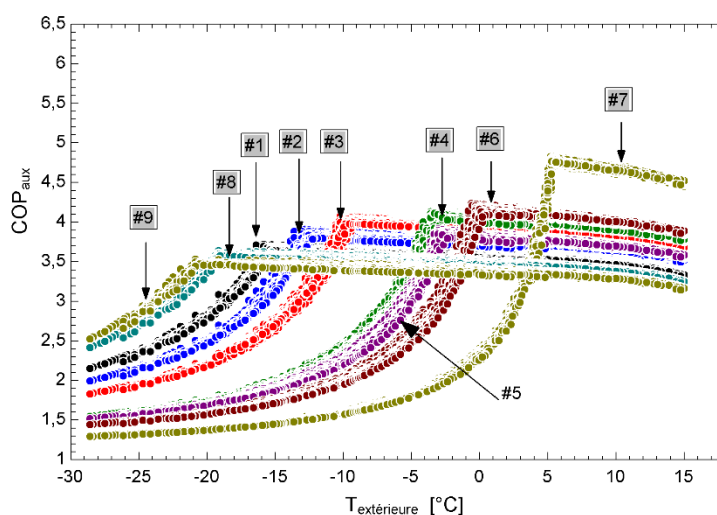


Figure 5.14: Évolution du COP_{aux} des compresseurs de la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec le $UA=0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$

Le Tableau 5-4 montre le $SCOP$ de la pompe à chaleur à multiple compresseurs et les $SCOP$ des pompes à chaleur opérant avec un seul compresseur. La PAC multi-compresseurs possède un $SCOP$ qui vaut 3,98, étant 13% supérieur à la meilleure PAC conventionnelle munie du compresseur #2 qui a un $SCOP$ de 3,53.

Tableau 5-4: Comparaison des *SCOP* pour différentes configurations de PAC pour le bâtiment avec $UA = 0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$

Pompe à chaleur avec compresseur N° :	SCOP
#1	3,48
#2	3,53
#3	3,47
#4	2,89
Multiple compresseurs	3,98

5.5 Économie d'énergie

L'utilisation de la pompe à chaleur multi-compresseurs pour chauffer les bâtiments a permis au système global de consommer moins d'électricité. Le Tableau 5-5 résume les consommations électriques des différentes PAC avec leur système auxiliaire et l'économie d'énergie encourue par l'utilisation du modèle proposé dans la présente étude.

Tableau 5-5: Consommation électrique des différentes pompes à chaleur

	Bâtiment avec $UA=0,3 \text{ kW}/^\circ\text{C}$		Bâtiment avec $UA=0,4 \text{ kW}/^\circ\text{C}$	
	PAC Multi-compresseurs	PAC avec comp. # 3	PAC Multi-compresseurs	PAC avec comp. # 2
Consommation électrique de la pompe à chaleur [kWh]	8581	9430	12262	12804
Consommation électrique des auxiliaires [kWh]	29	137	175	1233
Consommation électrique totale de la PAC [kWh]	8610	9567	12436	14037
Économie totale en [kWh]	957 (10 %)		1601 (13 %)	

La consommation électrique des compresseurs dans la pompe à chaleur à multiples compresseurs est optimisée et le recours au chauffage auxiliaire est moins fréquent. Ainsi, la consommation

électrique des auxiliaires passe de 137 à 29 kWh et de 1233 à 175 kWh pour les bâtiments avec $UA=0,3$ et $0,4$ kW/°C, respectivement. Pour la PAC à multiples compresseurs la capacité du compresseur est adaptée au besoin, ce qui fait que le recours au chauffage auxiliaire est minime. Au final, la pompe à chaleur à multiple compresseurs permet des économies d'énergie de 957 kWh et 1601 kWh respectivement pour les deux bâtiments étudiés.

La Figure 5.15 montre l'évolution de la puissance utilisée par la PAC et le système d'appoint en fonction de la température extérieure pour les deux bâtiments.

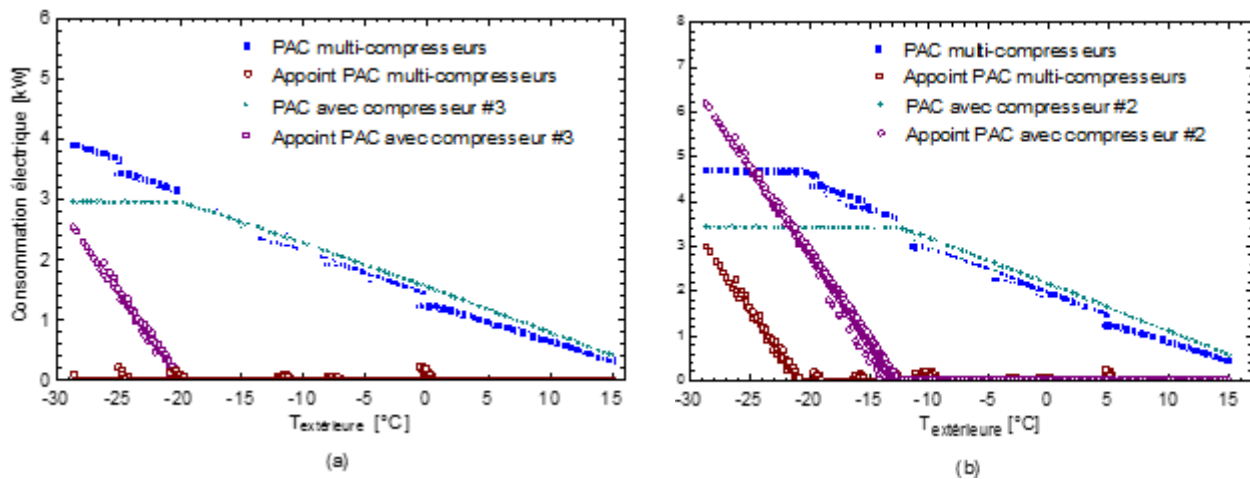


Figure 5.15: Puissance utilisée en fonction de la température extérieure

La Figure 5.15 (a) montre que la puissance utilisée par le système auxiliaire est quasiment nulle pour la PAC multi-compresseurs. Le système d'appoint est utilisé à quelques reprises notamment pour les températures extérieures de ≈ 0 , -7 , -12 , -20 , -25 , et -28 °C. Dans ces cas, l'utilisation d'un chauffage d'appoint permet d'obtenir un meilleur COP_{aux} que de basculer vers un compresseur de capacité plus grande. Cependant la puissance maximale pendant ces périodes est de l'ordre de 0,26 kW. Ces périodes sont de courte durée ce qui explique que la consommation du système d'appoint ne soit que de 29 kWh (voir Tableau 5-5). On peut d'ailleurs noter qu'il serait possible de concevoir une PAC multi-compresseurs qui ne nécessiterait aucun système auxiliaire pour chauffer le bâtiment avec un UA de 0.3 kW °C $^{-1}$, en acceptant une pénalité très minime sur le $SCOP$. La PAC opérant avec le compresseur #3 ne requiert pas d'appoint lorsque la température extérieure est supérieure à -20 °C. Pour des températures extérieures inférieures à -20 °C, la puissance utilisée par la PAC est à peu près stable à ≈ 3 kW, alors que la puissance utilisée par le système d'appoint croît linéairement avec une baisse de la température extérieure pour atteindre

2,54 kW. Néanmoins le nombre d'heures pendant lesquelles la température extérieure est inférieure à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ est relativement faible, ce qui fait que la consommation du système d'appoint n'est que 137 kWh.

Pour le deuxième bâtiment (Figure 5.15 (b)) le comportement est semblable à deux différences près. Premièrement, le système d'appoint fonctionne de façon continue à partir de $\approx -13\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour la PAC conventionnelle et à partir de $\approx -22\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour la PAC multi-compresseurs. Ceci engendre des consommations électriques supérieures pour les systèmes d'appoint tel que montré au Tableau 5-5.

Dans le cas des PAC dont la source de chaleur est l'air ambiant, l'utilisation d'un chauffage auxiliaire est encore plus fréquente que dans le cas des PAC géothermiques. La capacité de la PAC air-air ou air-eau est encore plus variable, vu la grande variation de la température de la source. Ainsi, les avantages de la PAC multi-compresseur qui sont essentiellement l'adaptation au besoin de chauffage et la réduction de la l'utilisation du chauffage auxiliaire seraient plus grands dans la le cas de la PAC air-air ou air-eau.

5.6 Méthodologies de sélection

Le modèle proposé choisi le compresseur en fonction d'un calcul permettant d'évaluer le COP_{aux} à chaque heure et ainsi déterminer le meilleur compresseur. Si la PAC multi-compresseurs devait être construite elle n'aurait probablement pas accès à ce code informatique. Elle devrait donc s'en remettre à des mesures prises sur la PAC pour basculer d'un compresseur à l'autre en temps réel. Deux cas sont examinés dans ce qui suit. Le premier cas examine s'il serait possible de choisir le compresseur grâce à une mesure du rapport de pression alors que le deuxième cas se penche sur l'utilisation de la température extérieure.

5.6.1 Rapport de pression

L'augmentation des besoins en chauffage, conjointement avec la diminution progressive de la température du fluide qui sort du puits géothermique, entraîne une différence de plus en plus grande entre la température d'évaporation et la température de condensation (également la différence de température entre les fluides secondaires à l'entrée des échangeurs). Cette différence de température se traduit par un rapport de pression plus important durant la période la plus froide,

nécessitant un compresseur de capacité plus grande. Ainsi, comme le montre la Figure 5.16 pour le bâtiment avec $UA= 0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$ le plus petit compresseur #7 est choisi lorsque le rapport de pression est faible et le compresseur #1 est choisi pour le plus grand rapport de pression.

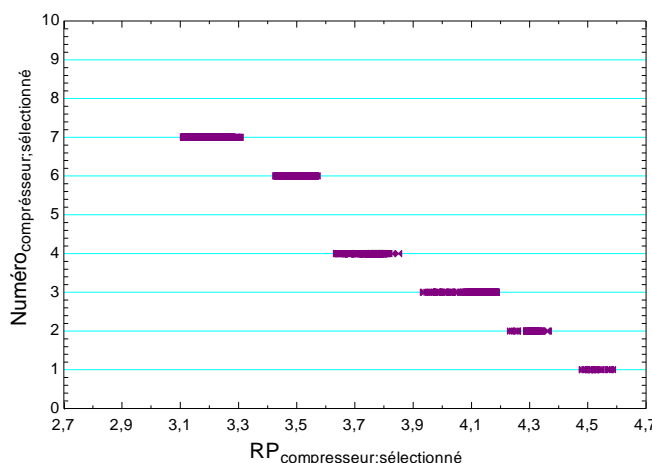


Figure 5.16: Choix du compresseur en fonction du rapport de pression dans la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA=0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$

Donc, dans ce cas-ci, une mesure des deux températures d'entrée des fluides secondaires dans les échangeurs permettrait de choisir le meilleur compresseur. Cependant, pour le bâtiment avec $UA= 0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$, la Figure 5.17 montre que cette méthode ne pourrait pas fonctionner. En effet, cette figure indique que pour un rapport de pression donné, il y aurait deux et parfois trois choix de compresseur. Pour un rapport de pression de 4 par exemple, le compresseur 2 et 3 peuvent être choisis. Cela ne signifie pas que le réfrigérant se condense et s'évapore à la même pression dans les deux cycles thermodynamiques. En effet, comme le montre la Figure 5.18, les pressions auxquelles opère la PAC avec le compresseur #2 par exemple, sont plus basses que celles auxquelles opère la PAC avec le compresseur #3.

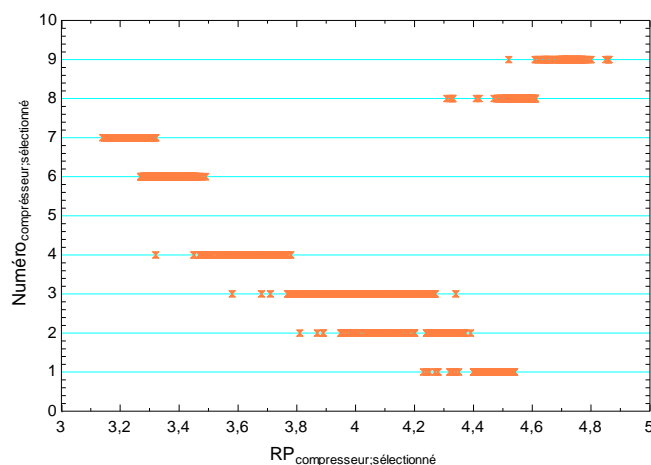


Figure 5.17: Choix du compresseur en fonction du rapport de pression dans la PAC multi-compresseurs chauffant le bâtiment avec $UA=0,4 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$

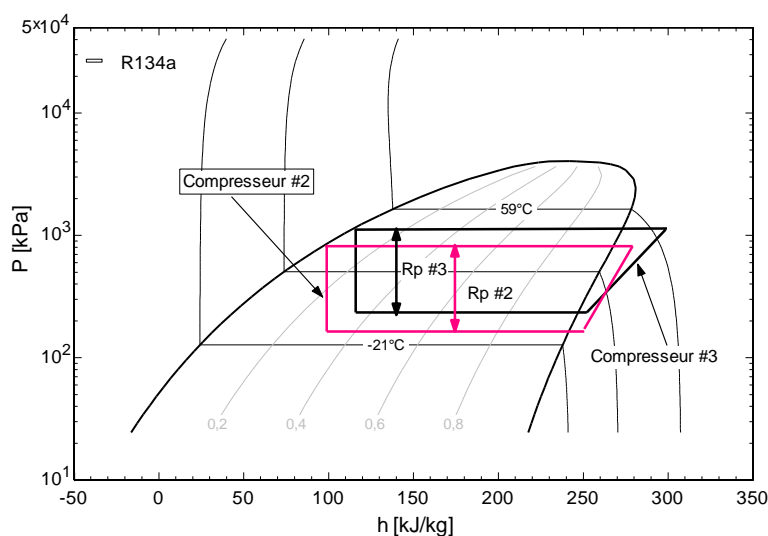


Figure 5.18: Compresseur #2 et compresseur #3 opérant avec un même rapport de pression

Ceci est récurrent dans le fonctionnement de la pompe à chaleur multi-compresseurs qui chauffe le deuxième bâtiment. La raison est due à la fluctuation du rapport de pression pendant une certaine période de la saison de chauffage. Quand la température extérieure oscille, les besoins thermiques du deuxième bâtiment varient de la même manière et causent une variation de la quantité de chaleur puisée du sol. Par rapport au cas du premier bâtiment, la température du fluide secondaire sortant du puits géothermique fluctue davantage comme montré précédemment dans la Figure 5.2.

5.6.2 Température extérieure

L'autre possibilité pour choisir le meilleur compresseur est de baser ce choix en s'appuyant sur la mesure de la température extérieure. La Figure 5.19, indique quel compresseur a été choisi en fonction de la température extérieure pour les deux bâtiments. Bien que chaque compresseur opère selon une plage de température bien définie, il y a un chevauchement entre les plages de température. Par exemple, pour le premier bâtiment, les compresseurs #1 et #2 sont susceptibles d'être choisis lorsque la température extérieure est de -14°C . Cela s'explique par le fait que la température de retour du puits géothermique peut être différente même si la température extérieure est la même. Donc, une mesure de la température extérieure ne permettrait pas de choisir le meilleur compresseur à tout coup.

Il semble que ni la mesure des deux températures d'entrée des fluides secondaires dans les échangeurs ni la mesure de la température extérieure ne soient suffisantes pour choisir le meilleur compresseur. Il faudrait sans doute une mesure supplémentaire de la température de retour du puits géothermique pour déterminer le meilleur compresseur. Finalement, la combinaison de ces trois mesures (et peut-être d'autres mesures), jumelées à un modèle détaillé de la pompe à chaleur ou à un algorithme de type réseau neuronal par exemple, pourraient permettre de déterminer le meilleur compresseur à un instant donné.

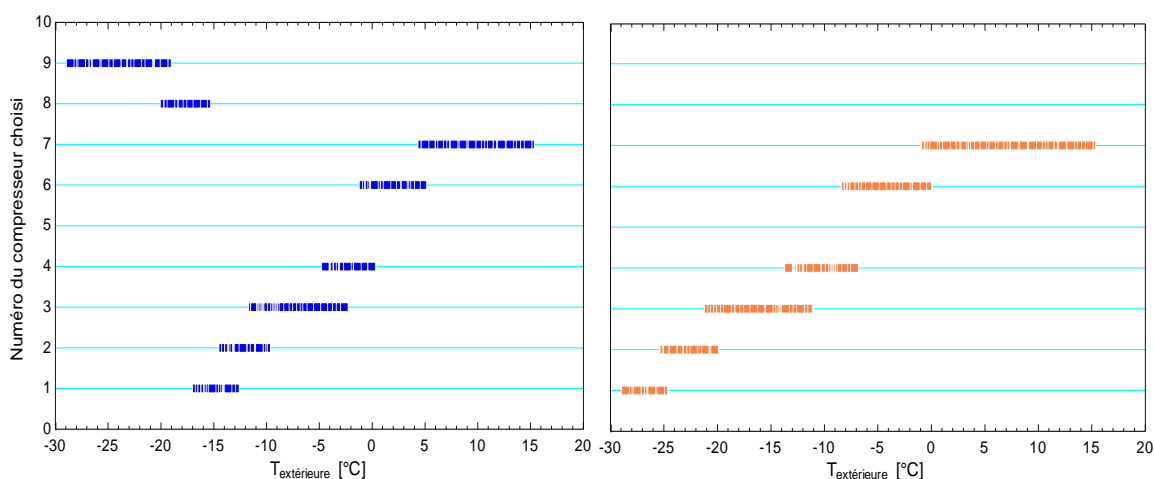


Figure 5.19: Choix du meilleur compresseur en fonction de la température extérieure pour le deuxième bâtiment (gauche) et le premier bâtiment (droite)

5.7 Analyse exergetique

Les équations gouvernantes de l'analyse exergetique sont données à la section 4.6.2. La présente section donne les résultats d'une analyse exergetique pour une heure donnée pour le bâtiment avec $UA=0,3 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1}$. Les résultats bruts sont donnés au Tableau 5-6:

Tableau 5-6: Données de calcul des pertes exergetiques dans la pompe à chaleur

Paramètre	Valeur	Unité
T_0	300	K
heure	50	h
Compresseur	#3	-
$T_{\text{extérieure}}$	12,8	$^\circ\text{C}$
$T_{\text{in,eau,cond}}$	35	$^\circ\text{C}$
$T_{\text{in,eau,evap}}$	8,16	$^\circ\text{C}$
\dot{W}_{net}	2,46	kW
$\dot{Q}_{\text{condenseur}}$	12,28	kW
$\dot{Q}_{\text{évaporateur}}$	9,82	kW
\dot{m}_{ref}	0,0637	kg/s
h_1/s_1	254,6/0,9475	kJ/kg / kJ/kg-K
h_2/s_2	303,2/1,001	kJ/kg / kJ/kg-K
h_3/s_3	110,7/0.402	kJ/kg / kJ/kg-K
h_4/s_4	110,7/0.420	kJ/kg / kJ/kg-K

Ces données permettent de calculer le rendement selon la deuxième loi :

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Q}_{\text{condenseur}}/\dot{W}_{\text{net}}}{\frac{T_{\text{in,eau,cond}}}{T_{\text{in,eau,cond}} - T_{\text{in,eau,evap}}}} = 0,43 \quad (5.1)$$

Il est également intéressant de calculer les pertes exergetiques des quatre composantes. Ces valeurs sont montrées à la Figure 5.16. C'est le compresseur qui a la plus grande perte exergetique, soit 0,982 kW (48,1 % du total), suivi du condenseur avec 0,452 kW (22,1 %), de la vanne d'expansion

avec 0,321 kW (15,7 %), et de l'évaporateur à 0,288 kW (14,1 %). Ceci tend à confirmer les études de Xu et Clodic (1992) et Vincent et Heun (2006).

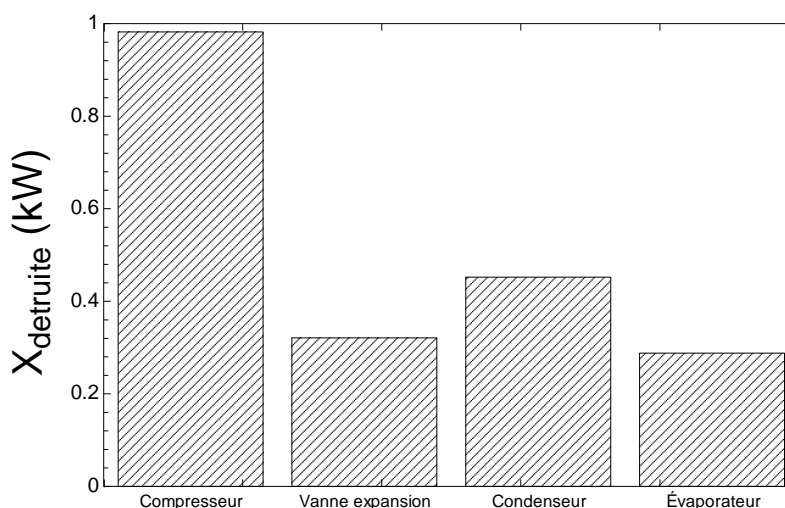


Figure 5.20: Pourcentage de perte exergétique dans chaque composant de la PAC

5.8 Conclusion

Une étude comparative entre la PAC multi-compresseur et la PAC conventionnelle a été réalisée au début de ce chapitre. La comparaison s'est basée sur l'optimisation du coefficient de performance saisonnier, la consommation électrique du système de chauffage et l'analyse de la répartition des pertes exergétiques dans les composants de la PAC. Toutes les analyses ont permis de montrer l'avantage de l'utilisation de la PAC multi-compresseurs qui permet d'améliorer le *SCOP* (amélioration de 10% pour le premier bâtiment et 13 % pour le deuxième bâtiment) et de diminuer la consommation électrique (économies d'énergie de 957 kWh et 1601 kWh, respectivement pour le premier et le deuxième bâtiment).

La seconde partie du chapitre s'est axée sur l'élaboration d'une méthodologie permettant à la PAC de choisir le meilleur compresseur selon un critère. La mesure de la température extérieure et/ou du rapport de pression de la PAC ne suffisent pas à garantir le choix du compresseur optimal, et il serait nécessaire de combiner différentes mesures (comme la température extérieure et la température de retour du puits géothermique) avec un modèle (explicite ou basé sur des données) de la PAC.

CHAPITRE 6 CONCLUSION

L'objectif premier de ce mémoire est la modélisation détaillée d'une pompe à chaleur innovante à multiple compresseurs. Pour ce faire, tous ses composants (évaporateur, condenseur, compresseur, vanne d'expansion) ont été modélisés par des corrélations et des équations qui permettent de prédire leur fonctionnement. Le second objectif est la simulation du fonctionnement de la PAC à multiple compresseurs qui répond aux besoins en chauffage d'un bâtiment durant une année.

Contribution de la présente étude

La contribution majeure de ce travail est le modèle proposé d'une PAC qui permet de prédire sa performance à partir de données géométriques des échangeurs à plaque (évaporateurs et condenseurs), de données de performance réelles du compresseur et d'un nombre restreint des données par rapport au cycle thermodynamique (températures et débits des fluides secondaire). Il y a peu d'études dans la littérature qui utilisent une telle approche.

Une étude exhaustive a permis d'établir les corrélations qui pourrait décrire au mieux l'évolution des coefficients de transfert de chaleur globaux dans les échangeurs à plaques. Dans le condenseur tout comme dans l'évaporateur, l'évolution de l'état du réfrigérant et son échange thermique avec le fluide secondaire sont décrits dans chaque portion des échangeurs où le réfrigérant s'évapore, se condense ou bien est à l'état monophasique.

Le modèle proposé est utilisé pour étudier une pompe à chaleur innovante avec plusieurs compresseurs dont l'opération est optimisée pour choisir le compresseur ayant le meilleur COP tout en tenant compte des pertes par cyclage et du chauffage d'appoint. Les résultats de simulations annuelles montrent que la PAC multi-compresseurs permet une amélioration du coefficient de performance saisonnier de 10 % et 13 % pour deux bâtiments ayant des besoins différents. Une analyse des résultats des simulations permet également de comprendre l'impact du cyclage sur la performance de la PAC et l'inconvénient d'opérer un compresseur qui est sous-dimensionné ou surdimensionné dans une PAC.

Recommandations

Bien que cette étude ait atteint les objectifs visés, certains aspects mériteraient d'être approfondis. La modélisation de l'échangeur géothermique pourrait être raffinée pour inclure l'agrégation des charges thermiques au sol ce qui permettrait de réduire le temps de calcul. De même, la

modélisation du bâtiment pourrait être améliorée en implantant une régulation plus réaliste au moyen d'un thermostat qui dicte le fonctionnement de la PAC en fonction d'un point de consigne. Ces améliorations sur l'échangeur géothermique et le bâtiment permettraient de faire fonctionner le modèle durant les 8760 heures d'une année incluant les périodes où la PAC est à l'arrêt et où le sol autour de l'échangeur géothermique se régénère thermiquement. A noter que si le modèle proposé peut être implanté dans TRNSYS, il ne sera pas nécessaire de raffiner les modèles de l'échangeur et du bâtiment puisque TRNSYS possède déjà de tels modèles.

La modélisation de la vanne d'expansion thermostatique décrit seulement le processus de la détente du réfrigérant, or celle-ci joue un second rôle, celui d'optimiser le fonctionnement de l'évaporateur. En effet, le détendeur thermostatique permet de contrôler le débit du réfrigérant qui le traverse grâce au maintien d'une certaine surchauffe dans la PAC. Il serait donc souhaitable de raffiner la modélisation de la vanne d'expansion.

La modélisation du fonctionnement de la thermopompe avec multiples compresseurs à vitesse constante pourrait tenir compte des effets transitoires dans les composants de la PAC lors du cyclage. Ceci impliquerait une modélisation dynamique de la PAC qui serait plus détaillée et réaliste.

Le modèle proposé examine l'emploi de multiples compresseurs pour des géométries fixes des évaporateurs et condenseurs. Il serait intéressant d'explorer l'emploi de multiple évaporateurs et condenseurs de taille différentes qui seraient choisis pour maximiser le COP de la PAC

Compte tenu du nombre élevé de paramètres, le modèle proposé développé sous EES est quelque peu instable et il faut quelque fois revoir les valeurs de départ pour certaines itérations pour éviter une divergence dans les résultats. De plus, des changements brusques dans la température de retour du puits géothermique engendrent également des instabilités. C'est pourquoi d'ailleurs le puits géothermique a été surdimensionné. Le surdimensionnement du puits limite la plage de températures de retour et ne permet pas d'étudier le concept proposé pour une gamme étendue de température d'alimentation du fluide secondaire à l'évaporateur. Similairement, la température d'alimentation au condenseur a été fixée à 35 °C. En réalité cette température varie, généralement en fonction de la température extérieure, et cette variation devrait être prise en compte dans les futurs travaux.

L'évaluation de la performance de la PAC multi-compresseurs air-air ou air-eau devrait également faire l'objet d'une étude future. En effet, la température extérieure (température de la source froide) varie plus que la température du fluide secondaire dans l'échangeur géothermique, ce qui devrait renforcer les avantages de la PAC proposée. La comparaison de la performance de la PAC multi-compresseurs à des PAC existantes pourrait s'étendre à d'autres configurations comme les PAC ayant des compresseurs tel que montré à la section 2.3.

Il serait intéressant de comparer les *SCOP* de la PAC multi-compresseurs et d'une PAC à capacité variable (avec un compresseur à vitesse variable) car bien qu'une PAC à capacité variable assure une capacité adaptée au besoin de chauffage, elle ne permet pas d'optimiser le rendement dans toutes les conditions et de ce fait n'a pas forcément un *SCOP* supérieur à la PAC multi-compresseurs.

La modélisation de PAC avec des réfrigérants zéotropes pourrait également faire partie d'une future étude.

Finalement, Il serait souhaitable de construire un prototype expérimental de la nouvelle configuration de PAC pour valider le modèle proposé dans la présente étude, notamment en ce qui concerne la méthode de sélection du compresseur en temps réel.

BIBLIOGRAPHIE

- Ahamed, J.U., Saidur, R., Masjuki, H.H. (2010). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp.1593-1600.
- Aute, V., Martin, C., Radermacher, R. (2015). A Study of Methods to Represent Compressor Performance Data over an Operating Envelope Based on a Finite Set of Test Data. *Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute*, College Park, MD, États-Unis.
- Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7^e éd. John Wiley & Sons, Hoboken, NJ.
- Bertsch, S. S., Groll, E. A. (2008). Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern US climates. *International journal of refrigeration*, 31(7), 1282-1292.
- Bi, Y., Wang, X., Liu, Y., Zhang, H., Chen, L. (2009). Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, 86(12), 2560-2565.
- Bouheret, S., Bernier, M. (2018). Modelling of a water-to-air variable capacity ground-source heat pump. *Journal of Building Performance Simulation*, 11(3), 283-293.
- BOWA Solution (2016). *Plate Heat Exchanger*. Tiré de <http://www.bowagroup.com/>
- CAN/ANSI/AHRI. (2015). CAN/ANSI/AHRI 540-2015, Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. Standard 540-2015. *Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute*, Arlington, VA, États-Unis.
- Cengel, Y., Boles, M., Lacroix, M. (2008). *Thermodynamique, une approche pragmatique*. Chenelière McGraw-Hill, Montréal, QC.
- Chiasson, A. D., Yavuzturk, C. (2009). A Design Tool for Hybrid Geothermal Heat Pump Systems in Heating-Dominated Buildings. *ASHRAE Transactions*, 115(2).
- Chiasson, A. D. and Yavuzturk, C. (2003). Assessment of the Viability of Hybrid Geothermal Heat Pump Systems with Solar Thermal Collector. *ASHRAE Transactions* 109(2):487-500.

Chisholm, D., Wanniarachchi, A. S. (1990). Plate heat exchangers: plate selection and arrangement. In *AIChE Meeting, Orlando, Florida, March 18e22*.

Cimmino, M., Wetter, M. (2017). Modelling of heat pumps with calibrated parameters based on manufacturer data. *Proceedings of the 12th International Modelica Conference*, 219-226.

Claesson, J., Palm, B. (2006). Plate Heat Exchangers: Calculation Methods for Single and Two-Phase Flow. *Heat Transfer Engineering*, 27:4, 88-98.

Cooper, L.Y. (1976). Heating of a Cylindrical Cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 19: 575-577.

Cooper, M. G. (1984). Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A wide Ranging Examination Using reduced Properties. *Advances in Heat Transfer*, vol. 16, 157-239.

Danfoss. (2018). Coolselector2 (V3.3.0). [Logiciel]. Tiré de <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>

Daribi, A.E., Rice, C.K. (1981). A compressor simulation model with correlations for the level of suction gas superheat. *ASHRAE Transactions*, 187(3): 771-782.

Emerson Climate Thechnologies. (2019). Product Selection Software, PSS (Version 1.0.44.9). [Logiciel]. Tiré de <https://climate.emerson.com/en-gb/tools-resources/copeland-select-software>

Gall, J., Fisher, D. E., Corti, G., Marelli, S., Cremaschi, L. (2015). Modeling of R-410A variable capacity compressor with Modelica and experimental validation. *International Journal of Refrigeration*, 58, 90-109.

Garber-Slaght, R., Daanen, R., Roe, A. (2014). Ground source heat pump efficiency in cold climates. *ASHRAE Transactions*, 120(2).

Garcia-Cascales, J. R., Vera-Carcia, F., Corberan-Salvador, J. M., Gonzalvez-Marcia, J. (2007). Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modeling of plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 30, 1029-1041.

Gouvernement du Canada. (2016). *Engineering Climate Datasets*. Tiré de http://climate.weather.gc.ca/prods_servs/engineering_e.html

Guzda, A., Szmolke, N. (2016). Compressors in heat pumps. *Machine Dynamics Research*, Vol 39 (2) 71-83.

Hache, N., G. Soudan, M. Bernier. (2016). Energy use of ground-source heat pumps for various load temperatures. *ASHRAE winter conference*, Orlando, Florida, January 2016. Paper OR-16-C045.

Hackel, S., Nellis, G., Klein, S.A., Thornton, J. 2008. Development of design guidelines for hybrid ground-coupled heat pump systems. (ASHRAE TRP-1384), *American Society of Heating Refrigerating, and Air-conditioning Engineers*, Atlanta (GA), USA.

Han, D. H., Lee, K. J., Kim, Y. H. (2003). The characteristics of condensation in brazed plate heat exchangers with different chevron angles. *Journal-Korean Physical Society*, 43(1), 66-73.

Healy, P. F., Ugursal, V. I. (1997). Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate. *International Journal of Energy Research*, 21(10), 857-870.

Hepbasli, A., Akdemir, O. (2004). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy conversion and management*, 45(5), 737-753.

Hellström, G. (1989). Duct ground heat storage model, manual for computer code. *Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden*.

Henderson, H., Parker, D., Huang, Y. (2000). Improving DOE-2's RESYS routine: User Defined Functions to Provide More Accurate Part Load Energy Use and Humidity Predictions, Proceedings of 2000 Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, *American Council for an Energy-Efficient Economy*.

Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A. (2016). *Absorption Chillers and Heat Pumps*, 2^e éd. CRC Press, Boca Raton, FL.

Huang, J., Sheer, T. J., Bailey-McEwan, M. (2011). Heat Transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 35 (2012) 325-335.

Hundy, G., Vittal, R. (2000). Compressor Performance Definition for Refrigerants with Glide. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, paper 510.

Jakobsen, A., Rasmussen, B. D., Skovrup, M. J., Andersen, S. E. (2001). CoolPack: a collection of simulation tools for refrigeration (Version V1.5.0). [Logiciel]. Lyngby, Denmark: IPU & Department of Mechanical Engineering Technical–University of Denmark. Tiré de <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>

Jin, H. (2002). *Parameter estimation based models of water source heat pumps*. (Thèse de doctorat, Oklahoma State University, Stillwater, Ok, États-Unis). Accessible par Ph.D. Theses, Building & Environmental Thermal Systems. Tiré de https://hvac.okstate.edu/sites/default/files/pubs/theses/PhD/04-Hui_Jin_Thesis.pdf

Kim, M. B., Park, C. Y. (2017). An experimental study on single-phase convection heat transfer and pressure drop in two brazed plate heat exchangers with different chevron shapes and hydraulic diameters. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31 (5) 2559-2571.

Kim, Y. S. (1999). *An experimental study on evaporation heat transfer characteristics and pressure drop in plate heat exchanger*. (Mémoire de maîtrise, Yonsei University, Séoul, Corée du Sud).

Klein, S. A. (2002). Engineering Equation Solver (EES) pour le système d'exploitation Microsoft Windows: versions commerciale et professionnelle [Logiciel]. Madison, WI: F-Chart Software. Tiré de <http://www.fchart.com>

Klein, S.A., W.A. Beckman, J.W. Mitchell, J.A. Duffie, N.A. Duffie, T.L. Freeman, J.C. Mitchell, et al. (2018). *TRNSYS 18 – A TRaNsient SYstem Simulation Program, User Manual. Version 18*. University of Wisconsin-Madison, Madison, WI.

Kuo, W. S., Lie, Y. M., Hsieh, Y. Y., Lin, T. F. (2005). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410a flow in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 5205-5220.

Langley, B.C. (2002). *Heat Pump Technology*, 3^e éd. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall.

Ministère des Ressources naturelles Canada. (2016). Pompes à chaleur. Tiré de <https://www.rncan.gc.ca/energie/efficacite/batiments/recherche/pompes-chaleur/3892>

Ndiaye, D. (2007). *Étude numérique et expérimentale de la performance en régime transitoire de pompes à chaleur eau-air en cyclage*. (Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal, Montréal, QC). Accessible par ProQuest Dissertations & Theses. (NR35516.) Tiré de <https://search.proquest.com/docview/304716789>

Nicholson, A., Saunders, M. (2014). Improve Efficiencies With Careful Compressor Selection. *Heating Plumbing Air conditioning (HPAC)*. Tiré de <https://www.hpacmag.com/features/improve-efficiencies-with-careful-compressor-selection/#>

Philippe, M., Bernier, M., Marchio, D. (2009). Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes. *Geothermics*, 38(4), 407-413.

Rad, F. M., Fung, A. S., Leong, W. H. (2013). Feasibility of combined solar thermal and ground source heat pump systems in cold climate, Canada. *Energy and Buildings*, 61, 224-232.

Radermacher, R., Hwang, Y. (2005). *Vapor Compression heat Pumps*. CRC Press, Boca Raton, FL.

RETScreen International, centre d'aide à la décision sur les énergies propres. (2006). Analyse de projets de pompes à chaleur géothermiques. *Publications du gouvernement du Canada*.

Rice, C. K., Jackson, W. L. (2005). DOE/ORNL heat pump design model on the web (Version: Mark VII). [Logiciel]. Oak Ridge National Lab, TN, États-Unis. Tiré de <https://web.ornl.gov/~doehpdm/hpdm/MarkVII.shtml>

Saidur, R., Masjuki, H.H. (2011) A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 15, Issue 3, 1593-1600.

Shen, B., Abdelaziz, O., Rice, C. K., Baxter, V. D. (2016). Cold Climate Heat Pumps Using Tandem Compressors. *Building Technologies Research and Integration Center (BTRIC)*, Oak Ridge National Lab (ORNL), Oak Ridge, TN, États-Unis.

Shen, B., Braun, J. E., Groll, E. A. (2009). Improved Methodologies for Simulating Unitary Air Conditioners at Off-Design Conditions. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32(7) 1837-1849.

Shrestha, S. S., Sharma, V., Abdelaziz, O. (2013). Compressor Calorimeter Test of R-404A Alternatives ARM-31a, D2Y-65, L-40, and R-32/R-134a (50/50). *Building Technologies Research and Integration Center, Oak Ridge National Lab (ORNL)*, Oak Ridge, TN, États-Unis.

SCINTEX. (s.d). Brazed Plate Heat Exchanger [Illustration]. Tiré de <https://www.scintex.com.au/products/heat-exchanger-camping-showers>

St-Onge, G., Kummert, M., Kegel, M. (2018). Variable Capacity Mini-Split Air Source Heat Pump Model for TRNSYS. *Proceedings of eSim 2018, the 10th conference of IBPSA-Canada*, 40-49.

Vaughn, P.E, Michael, R. (2012). Work Statement 1642-WS, Improved Compressor performance Modeling Methodology for use in System Simulation Programs. *The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)*, Atlanta, GA, États-Unis.

Vincent, C.E., Heun, M.K. (2006). Thermoeconomic analysis & design of domestic refrigeration systems. *In Domestic use of energy conference 2006*.

Wanniarachchi, A. S., Ratman, U., Tilton, B. E., Dutta-Roy, K. (1995). Approximate Correlations for Chevron-Type Plate Heat Exchanger. *30th National Heat Transfer Conference, vol. 12, HTD vol.314*, ASME, New York, pp. 145-151.

Xu, X., Clodic, D. (1992). Exergy Analysis on a Vapor Compression Refrigerating System Using R12, R134a and R290 as Refrigerants. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference, paper 160*, 231-240.

Yang, M. H., Yeh, R. H. (2015). Theoretical Analysis of Optimal Subcooling for Single Vapor-Compression Refrigeration Systems. *Heat Transfer Engineering*, 36(10), 912-925.

Yan, Y.Y., Lio, H. C., Lin, T. F. (1998). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 993-1006.

Zahid, H.A. (2003). Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. *Heat Transfer Engineering*, 24 (5):3-16.

ANNEXE A – COEFFICIENTS DES COMPRESSEURS

Cette annexe sert à présenter les coefficients des compresseurs #1 à #9 qui sont utilisés dans l'équation (4.37). Les deux tableaux qui suivent montrent les coefficients qui permettent le calcul de la puissance du compresseur W_{net} et le débit du réfrigérant \dot{m}_{ref} pour chaque compresseur.

Tableau A-1 : Coefficients de calcul de puissance relatifs à chaque compresseur

	Numéro du compresseur								
	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9
w_0	83,86	1017	-254,9	1136	760,2	597,3	491,5	1912	1789
w_1	-12,51	3,319	-12,06	26,46	2,261	1,865	6,534	2,315	-5,103
w_2	33,32	15,62	61,23	-8,744	10,84	9,809	2,211	-12,36	29,7
w_3	1,057	0,2064	0,2259	0,4014	0,1609	0,1318	0,03694	0,879	-0,381
w_4	-0,259	-0,09038	0,496	-0,478	-0,07024	-0,0576	-0,1102	-0,3107	0,07569
w_5	-0,09435	-0,04469	-0,6455	0,1991	-0,02597	-0,02938	0,02747	0,2984	0,3991
w_6	0,0004962	0,0001698	0,001099	0,000825	0,0001583	0,0001556	0,0006676	-0,004099	-0,002879
w_7	-0,008131	-0,001661	-0,0012	-0,003532	-0,001329	-0,001121	-0,0008415	-0,004727	0,00385
w_8	0,003721	0,0008419	-0,002537	0,003186	0,000669	0,0005612	0,0007242	0,002607	0,002442
w_9	0,0005354	0,0006986	0,002803	-0,0005819	0,0004836	0,0004212	0,0001034	-0,0002846	0,004403

À chaque compresseur désigné par son numéro, correspondent 10 coefficients (w_0 à w_9) permettant de calculer sa puissance selon l'équation suivante :

$$W_{net} = w_0 + w_1 T_s + w_2 T_D + w_3 T_s^2 + w_4 T_s T_D + w_5 T_D^2 + w_6 T_s^3 + w_7 T_D T_s^2 + w_8 T_s T_D^2 + w_9 T_D^3$$

Tableau A-2 : Coefficients de calcul du débit du réfrigérant relatifs à chaque compresseur

Numéro du compresseur									
#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	
m_0	280,8	250,4	-305,6	169,6	157,1	141,8	46,04	334,8	0,08982
m_1	8,164	5,785	1,117	5,662	3,485	3,175	2,421	8,696	0,003115
m_2	0,204	1,284	15,13	-0,05878	0,6986	0,5221	1,74	0,8938	0,0002323
m_3	0,09919	-0,02954	0,03343	0,01477	-0,01678	-0,01466	-0,01071	0,05136	0,00004941
m_4	-0,02061	0,0721	0,09237	-0,01082	0,04496	0,03754	0,02246	0,01488	0,00001987
m_5	0,004531	-0,01824	-0,138	0,001824	-0,01038	-0,008152	-0,01764	-0,007699	-0,00000247
m_6	0,0003749	0,0001016	0,000372	0,0005202	0,0000602	0,000091	0,00007556	0,0002991	2,56E-07
m_7	-0,0003008	0,0008938	0,0002431	0,0001293	0,0005378	0,0004525	0,0002989	0,0001441	-5,39E-08
m_8	0,000122	-0,0005201	-0,0004312	0,0000127	-0,0003206	-0,0002679	-0,0001668	-0,0000826	-2,26E-07
m_9	0,00003852	0,0000709	0,0004111	-0,0000108	0,0000413	0,0000319	0,00005607	0,0000016	-1,93E-08

À chaque compresseur désigné par son numéro, correspondent 10 coefficients (m_0 à m_9) permettant de calculer le débit du réfrigérant selon l'équation suivante :

$$\dot{m}_{ref} = m_0 + m_1 T_s + m_2 T_D + m_3 T_s^2 + m_4 T_s T_D + m_5 T_D^2 + m_6 T_s^3 + m_7 T_D T_s^2 + m_8 T_s T_D^2 + m_9 T_D^3$$

ANNEXE B – CARACTÉRISTIQUES DES ÉVAPORATEURS ET CONDENSEURS VÉRIFIÉS

Cette annexe présente les caractéristiques des évaporateurs et des condenseurs dont les coefficients thermiques globaux ont été estimés par le modèle proposé (voir sections 4.5.1 et 4.5.2) et dont la capacité a été comparée à la capacité calculée par le modèle proposé.

Les échangeurs thermiques présentés dans les deux tableaux suivants sont des échangeurs à plaques brasées en cuivre qui ont un espacement entre les plaques $e = 0,002$ m et un facteur d'agrandissement $\phi = 1,5$.

Tableau B-1 : Caractéristiques des évaporateurs utilisés pour la vérification du modèle d'évaporateur proposé

Numéro du modèle	Capacité [kW]	Longueur [m]	Largeur [m]	Surface effective [m ²]	Épaisseur [m]	Angle de corrugation[°]	Nombre des plaques
B3-23A-28	2,5	0,315	0,073	0,023	0,00024	60	28
B3-32A-48	10	0,286	0,116	0,032	0,0004	28	48
B3-52A-48	17,5	0,523	0,107	0,052	0,0004	28	48
B3-52A-60	22,5	0,523	0,107	0,052	0,0004	28	60

Tableau B-2 : Caractéristiques des condenseurs utilisés pour la vérification du modèle de condenseur proposé

Numéro du modèle	Capacité [kW]	Longueur [m]	Largeur [m]	Surface effective [m ²]	Épaisseur [m]	Angle de corrugation[°]	Nombre des plaques
B3-23A-20	2,5	0,315	0,073	0,023	0,00024	28	20
B3-52A-28	12,5	0,523	0,107	0,052	0,0004	28	28
B3-52A-34	15	0,523	0,107	0,052	0,0004	28	34
B3-95A-120	100	0,616	0,191	0,095	0,0004	28	120

ANNEXE C – ORGANIGRAMME DU MODÈLE PROPOSÉ

L'organigramme représenté dans la figure suivante montre les interactions entre les différentes parties du modèle proposé, modélisé dans EES.

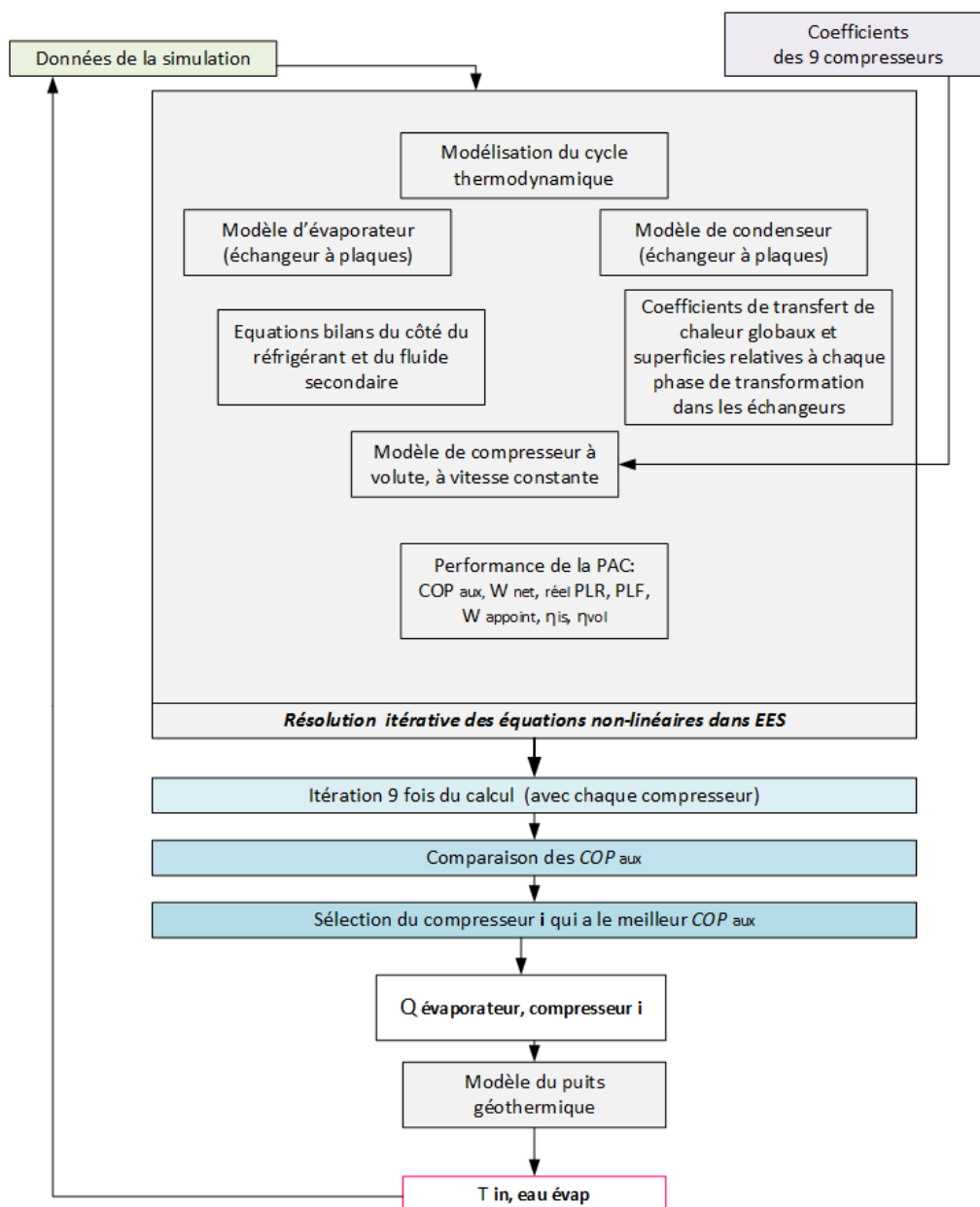


Figure C-1 : Organigramme du modèle proposé modélisé dans EE